



**TUGAS AKHIR - TL141584**

**ANALISIS FREKUENSI OPTIMUM PENGUJIAN  
*PEDALLING FATIGUE* PADA BERBAGAI  
RANGKA SEPEDA TIPE *TREKKING* DENGAN  
METODE ELEMEN HINGGA**

Diana Kamaliyah Ichsan  
NRP 2712 100 038

Dosen Pembimbing :  
Mas Irfan P. Hidayat, S.T., M.Sc., Ph.D.  
Budi Agung Kurniawan, ST.,M.Sc

JURUSAN TEKNIK MATERIAL DAN METALURGI  
Fakultas Teknologi Industri  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember  
Surabaya 2016



**FINAL PROJECT - TL141584**

# **ANALYSIS OF OPTIMUM FREQUENCY OF PEDALLING FATIGUE TEST ON VARIOUS TREKKING TYPE BICYCLE FRAMES WITH FINITE ELEMENT METHODE**

Diana Kamaliyah Ichsan  
NRP 2712 100 038

Advisor Lecturer :  
Mas Irfan P. Hidayat, S.T., M.Sc., Ph.D.  
Budi Agung Kurniawan, ST.,M.Sc

**MATERIALS AND METALLURGICAL ENGINEERING DEPARTEMENT  
Faculty of Industrial Technology  
Sepuluh Nopember Institute of Technology  
Surabaya 2016**

**ANALISIS FREKUENSI OPTIMUM PENGUJIAN  
PEDALLING FATIGUE PADA BERBAGAI RANGKA  
SEPEDA TIPE TREKKING DENGAN  
METODE ELEMEN HINGGA**

**TUGAS AKHIR**

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat

Memperoleh Gelar Sarjana Teknik

Pada

Bidang Studi Korosi dan Analisa Kegagalan

Program Studi S-1 Jurusan Teknik Material dan Metalurgi

Fakultas Teknologi Industri

Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :

**DIANA KAMALIYAH ICHSAN**

NRP. 2712100038

Disetujui oleh Dosen Pembimbing Tugas Akhir :

Mas Irfan P. Hidayat, ST. M.Sc, Ph.D ..... (Pembimbing 1)

Budi Agung Kurniawan, ST, M.Sc..... (Pembimbing 2)



**ANALISIS FREKUENSI OPTIMUM PENGUJIAN  
PEDALLING FATIGUE PADA BERBAGAI RANGKA  
SEPEDA TIPE *TREKKING* DENGAN  
METODE ELEMEN HINGGA**

**Nama** : Diana Kamaliyah Ichsan  
**NRP** : 2712100038  
**Dosen Pembimbing** : Mas Irfan P. H., S.T.,M.Sc.,Ph.D  
Budi Agung Kurniawan, ST.,M.Sc

**Abstrak**

Telah dilakukan simulasi pengujian *pedalling fatigue* pada 3 desain *frame* sepeda jenis *trekking* pada frekuensi 1-6Hz dengan menggunakan software ANSYS APDL 15.0. Material *frame* sepeda adalah Aluminium 6061T6. Tujuan dari simulasi ini adalah untuk mendapatkan analisis frekuensi optimum pengujian yang berstandar ISO 4210-6-2014 serta pengaruh sudut pembebanan pada frekuensi pengujian *pedalling fatigue*. Pengujian ini dilakukan dengan memberikan beban berulang sebesar 1000N pada ujung pedal dengan sudut 7.5° dari sumbu vertikal hingga mencapai 100.000 siklus serta memberikan variasi sudut pembebanan 15° , 30° dan 45° dari sumbu vertikal. Dari simulasi yang telah dilakukan diperoleh frekuensi yang aman untuk desain A pada 1-2Hz, desain B 1-3Hz dan desain C 1-3Hz. Dari data tersebut dapat diperoleh frekuensi optimum pengujian untuk sepeda jenis *trekking* adalah 2Hz serta diperoleh sudut maksimum pada pembebanan 15° dari arah vertikal dengan frekuensi aman pada 1-2 Hz.

Kata kunci : *Pedalling Fatigue* , frekuensi optimum, ANSYS

**ANALYSIS OF OPTIMUM FREQUENCY OF *PEDALLING*  
*FATIGUE* TEST ON VARIOUS *TREKKING* TYPE  
BICYCLE *FRAMES* WITH  
FINITE ELEMENT METHODE**

**Nama** : Diana Kamaliyah Ichsan  
**NRP** : 2712100038  
**Dosen Pembimbing** : Mas Irfan P. H., S.T.,M.Sc.,Ph.D  
Budi Agung Kurniawan, ST.,M.Sc

**Abstract**

A pedalling fatigue simulation in frequency range between 1-6 Hz on three designs of trekking bike frame has been done by ANSYS APDL 15.0. Aluminium 6061T6 was used for bike frame material. This simulation was performed to obtain optimum frequency analysis according to ISO standard 4210-6-2014 testing and to analyze influence of loading angle in pedalling fatigue testing. In this observation, 1000N repeated load with 7.5-degree angles from vertical axis was given on the pedal tip up to 100,000 cycles and given loading angle variation of 15 , 30 , 40-degree angle from vertical axis. Based on this simulation, result safe frequency was obtained in each design, 1-2Hz for design A, 1-3 Hz for design B, and 1-3 Hz for design C. Hence, refer to frequency value of three models of trekking bicycle, the optimum frequency for fatigue testing is 2 Hz and maximum angle of loading is 15-degree from vertical axis with safe frequency of 1-2 Hz.

**Keywords** : Pedalling Fatigue , optimum frequency, ANSYS

## KATA PENGANTAR

Puji Syukur atas kehadiran Allah SWT, sehingga penulis dapat menyelesaikan Tugas Akhir serta menyusun Laporan Tugas Akhir yang berjudul : **Analisis Frekuensi Optimum Pengujian *Pedalling Fatigue* Pada Berbagai Rangka Sepeda Tipe *Trekking* Dengan Metode Elemen Hingga** Pada kesempatan kali ini penulis mengucapkan banyak terima kasih kepada :

1. Kedua orang tua Bapak H.Ichsan Sufyan dan Ibu Hj. Nurul Komariah atas semua dukungan moril dan materil yang selalu dicurahkan serta doa yang selalu dipanjatkan.
2. Dr. Agung Purniawan, S.T., M.Eng selaku Ketua Jurusan Teknik Material dan Metalurgi FTI – ITS.
3. Bapak Mas Irfan P. Hidayat, S.T., M.Sc., Ph.D selaku dosen pembimbing tugas akhir yang telah memberikan bekal yang sangat bermanfaat.
4. Bapak Budi Agung Kurniawan, ST.,M.Sc selaku dosen pembimbing kedua yang telah memberikan saran dan mendukung kelancaran tugas akhir penulis.
5. Bapak Sutarsis ST., M.Sc. selaku dosen wali yang telah membimbing selama penulis menjadi mahasiswa.
6. Bapak Ir. Rochman Rochiem, M.Sc dan Ibu Yuli Setiyorini,ST.,M.Phil selaku dosen penguji yang telah memberikan saran untuk tugas akhir penulis.
7. Rostarina Anggraini sebagai *partner* tugas Akhir yang dapat diajak untuk bekerjasama dengan baik serta tawa canda suka duka bersama selama mengerjakan tugas akhir.
8. Pak Ony Siswantoro dan semua karyawan polygon divisi RnD yang telah membantu penulis memperoleh data.
9. Mas Choiron, mbak Hamas, mbak Chotijah, Irsyad, Nizam dan Salma.

10. Mbak April MT13, Frizka MT14 dan Ferdiansyah MT15 yang telah memberi semangat dan menghibur penulis selama mengerjakan tugas akhir.
11. Seluruh dosen dan karyawan Jurusan Teknik Material dan Metalurgi FTI-ITS.
12. Teman-teman MT 14 yang selalu mendukung dan memberikan semangat.

Penyusun menyadari adanya keterbatasan di dalam penyusunan laporan ini. Besar harapan penulis akan saran, dan kritik yang sifatnya membangun. Selanjutnya semoga tulisan ini dapat selalu bermanfaat. Amin.

Surabaya, Januari 2016

Penulis

## DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL.....	i
TITLE PAGE.....	iii
LEMBAR PENGESAHAN.....	v
ABSTRAK.....	vii
ABSTRACT.....	ix
KATA PENGANTAR.....	xi
DAFTAR ISI.....	xiii
DAFTAR GAMBAR.....	xvi
DAFTAR TABEL.....	xviii
BAB I PENDAHULUAN .....	1
1.1 Latar Belakang.....	1
1.2 Perumusan Masalah.....	2
1.3 Batasan Masalah.....	2
1.4 Tujuan Penelitian.....	3
1.5 Manfaat Penelitian.....	3
BAB II TINJAUAN PUSTAKA.....	5
2.1 Penelitian Sebelumnya.....	5
2.2 Definisi Frame Sepeda.....	6
2.4 Fatigue.....	10
2.5 Teori Kegagalan.....	14
2.5.1 Teori Energi Distorsi (von Mises-Hencky).....	15
2.6 Metode Elemen Hingga.....	19
2.7 ANSYS.....	23
2.7.1 Element Solid Brick 185.....	23
BAB III METODOLOGI PENELITIAN.....	25
3.1 Diagram Alir Penelitian.....	25
3.2 Materi Penelitian.....	26
3.2.1 Objek Penelitian.....	26
3.2.2 Peralatan Penelitian.....	28
3.3 Skema Pengujian Pedalling Fatigue.....	28
3.4 Pemodelan dengan ANSYS 15.0.....	29
3.4.1 Pemodelan frame sepeda.....	30
3.4.2 Properties Material.....	31
3.4.3 Meshing.....	32
3.4.4 Boundary Condition.....	34
3.5 Analisis Statis.....	37
3.6 Analisis Fatigue.....	37
BAB IV ANALISIS DATA DAN PEMBAHASAN.....	39



4.1 Analisis Statis.....	39
4. 2 Analisis Fatigue.....	46
4.3 Kondisi tidak ideal.....	52
BAB V KESIMPULAN DAN SARAN.....	59
5.1 Kesimpulan.....	59
5.2 Saran.....	59
DAFTAR PUSTAKA.....	xix
LAMPIRAN	
BIODATA PENULIS	

## DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 Desain Frame Sepeda.....	6
Gambar 2.2 Sepeda tipe trekking.....	9
Gambar 2.3 Gaya yang bekerja pada Sepeda.....	9
Gambar 2.4 Kurva S-N Aluminium 6061T6.....	11
Gambar 2.5 Kerusakan kumulatif pembebanan fatigue.....	13
Gambar 2.6 Kurva hubungan stress intensity factor dengan laju perambatan retak.....	14
Gambar 2.7 Energi Regangan yang tersimpan pada Elemen terdefleksi.....	15
Gambar 2.8 Grafik representasi TED dalam keadaan tegangan..	18
Gambar 2.9 Elemen Persegi Empat Sederhana untuk Menjelaskan Analisa Metode Elemen Hingga .....	20
Gambar 2.10 Elemen yang Lazim Digunakan pada Analisa FE..	21
Gambar 2.11 Terminologi metode elemen hingga.....	22
Gambar 2.12 Hasil meshing.....	23
Gambar 2.13 Solid Brick 185 atau solid .....	24
Gambar 2.14 Layered Structural Geometri .....	24
Gambar 3.1 Diagram Alir Penelitian.....	25
Gambar 3.2 Skema Pengujian Pedalling Fatigue .....	28
Gambar 3.3 Diagram alir pemodelan menggunakan metode elemen hingga.....	30
Gambar 3.4 Material properties yang di-input.....	32
Gambar 3.5 Hasil meshing desain A.....	33
Gambar 3.6 Hasil meshing desain B.....	33
Gambar 3.7 Hasil meshing desain C.....	34
Gambar 3.8 Grafik variasi frekuensi untuk satu gelombang.....	35
Gambar 3.9 Vektor gaya pembebanan.....	36
Gambar 3.10 Data waktu pembebanan .....	38
Gambar 4.1 Distribusi tegangan Von mises satuan Pa pembebanan statis desain A dengan gaya positif .....	41
Gambar 4.2 Distribusi tegangan Von mises satuan Pa pembebanan statis desain A dengan gaya negatif .....	41
Gambar 4.3 Perbesaran daerah kritis pada frame desain A.....	42

Gambar 4.4 Distribusi tegangan Von mises satuan Pa pembebanan statis desain B dengan gaya positif .....	42
Gambar 4.5 Distribusi tegangan Von mises satuan Pa pembebanan statis desain B dengan gaya negatif .....	43
Gambar 4.6 Perbesaran daerah kritis pada frame desain B.....	43
Gambar 4.7 Distribusi tegangan Von mises satuan Pa pembebanan statis desain C dengan gaya positif .....	44
Gambar 4.8 Distribusi tegangan Von mises satuan Pa pembebanan statis desain B dengan gaya negatif .....	44
Gambar 4.9 Perbesaran daerah kritis pada frame desain C.....	45
Gambar 4.10 Plot tegangan Desain A dengan satuan Pa dalam 1 kali gelombang.....	46
Gambar 4.11 Plot tegangan Desain B dengan satuan Pa dalam 1 kali gelombang .....	47
Gambar 4.12 Plot tegangan Desain C satuan Pa dalam 1 kali gelombang.....	48
Gambar 4.13 Plot tegangan von mises satuan Pa pada pembebanan 15° .....	53
Gambar 4.14 Plot tegangan von mises satuan Pa pada pembebanan 30°.....	54
Gambar 4.15 Plot tegangan von mises satuan Pa pada pembebanan 45°.....	55
Gambar 4.16 Perbesaran daerah tegangan kritis von mises satuan Pa pada desain C .....	56

## **DAFTAR TABEL**

Tabel 3.1 Tipe Sepeda Trekking.....	26
Tabel 3.2 Spesifikasi Aluminium 6061T6.....	26
Tabel 3.3 Sifat mekanik material. ....	26
Tabel 3.4 Data kurva tegangan regangan sebenarnya Al6061T6.....	27
Tabel 3.5 Data Kurva SN Al6061T6.....	27
Tabel 3.6 Parameter Las TIG pada Aluminium 6061T6.....	27
Tabel 4.1 Data hasil simulasi fatigue pada desain A.....	49
Tabel 4.2 Data hasil simulasi fatigue pada desain B.....	49
Tabel 4.3 Data hasil simulasi fatigue pada desain C.....	50
Tabel 4.4 Hasil evaluasi partial usage berdasarkan Miner Rule.....	50
Tabel 4.5 Besar gaya yang diterima ujung pedal.....	52
Tabel 4.6 Data hasil simulasi fatigue pada desain C ketika diberikan gaya dengan variasi sudut pembebanan.....	57

## BAB I PENDAHULUAN

### 1.1 Latar Belakang

Meningkatnya penggunaan sepeda di masyarakat mengakibatkan banyak permintaan di industri sepeda. Pasar sepeda di dalam negeri tahun 2013 mencapai 6,45 juta unit, angka ini tumbuh 15% jika dibandingkan realisasi tahun lalu (AIPI 2013). Asosiasi Industri Persepedaan Indonesia (AIPI) menyatakan terjadi peningkatan jumlah permintaan sepeda 15-20% pada tahun 2011 (Fikri, 2013). Peningkatan produksi harus diiringi dengan kualitas sepeda yang baik dan desain yang optimum sehingga nyaman untuk dikendarai. Jenis sepeda yang banyak digunakan di masyarakat salah satunya adalah tipe *trekking*. Sepeda tipe ini banyak digunakan di daerah perkotaan dengan tipe jalan yang datar. Sepeda jenis *trekking* terbuat dari material aluminium 6061T6.

Pada industri pembuatan sepeda, setiap produksi satu jenis sepeda diambil *sample frame* untuk dilakukan beberapa pengujian untuk menjamin kualitas yang sesuai standard ISO 4210-6-2014. Salah satu pengujian yang dilakukan adalah *pedaling fatigue testing*. Pengujian ini dilakukan dengan memberikan beban berulang dibawah tegangan luluh pada bagian pedal sepeda. Pengujian *fatigue* perlu dilakukan, mengingat bahwa kegagalan akibat *fatigue* dapat terjadi secara tiba-tiba.

Seiring dengan meningkatnya produksi sepeda, terdapat kendala yang harus dihadapi industri saat melakukan pengujian *fatigue* yaitu waktu pengujian. Untuk satu kali pengujian *pedaling fatigue* waktu yang diperlukan adalah  $\pm 13$  jam dengan frekuensi 2Hz untuk  $10^5$  cycle (*Testing Report* perusahaan sepeda Polygon, 2015). Waktu pengujian berhubungan dengan pengaturan frekuensi pada mesin uji. Semakin tinggi frekuensi yang digunakan maka waktu pengujian semakin cepat namun penggunaan frekuensi yang tinggi menyebabkan pengujian *fatigue* tidak stabil dan dapat merusak *frame* (Styns, 2005). Untuk



efisiensi produksi perlu diketahui frekuensi optimum pada pengujian *pedalling fatigue*. Rentang nilai yang digunakan dalam pengujian adalah 1-6 Hz.

Untuk itu diperlukan kajian khusus mengenai hal tersebut, agar efisiensi dalam produksi dapat diwujudkan. Analisis menggunakan metode elemen hingga dapat digunakan untuk memberikan solusi dari permasalahan tersebut. Metode elemen hingga merupakan cara yang sangat baik dalam menentukan tegangan dan defleksi dalam konstruksi yang sulit diselesaikan dengan secara analitik (Dieter, 1993). Salah satu software yang menggunakan prinsip metode elemen hingga adalah ANSYS. Penggunaan simulasi dengan software ANSYS dilakukan karena lebih efisien waktu dan harga (Tayade, 2015)

Dalam penelitian ini telah dilakukan analisis *frame* sepeda *trekking* dengan menggunakan software ANSYS/Mechanical APDL Ver 15.0 untuk memperoleh nilai frekuensi yang optimal.

## 1.2 Perumusan Masalah

Permasalahan yang dibahas dalam penelitian tugas akhir ini adalah sebagai berikut :

1. Bagaimana analisis frekuensi optimum pengujian *pedalling fatigue* pada rangka sepeda tipe *trekking*?
2. Bagaimana pengaruh sudut pembebanan terhadap frekuensi pengujian *pedalling fatigue* pada rangka sepeda tipe *trekking*?

## 1.3 Batasan Masalah

Batasan masalah dalam penelitian tugas akhir ini adalah sebagai berikut:

1. Posisi pengendara dalam penelitian ini adalah posisi pengendaraan normal dengan asumsi bahwa masing-masing pembebanan pada batang kemudi kiri dan pedal kiri sama dengan pembebanan pada batang kemudi kanan dan pedal kanan (simetri).



2. Sambungan las dari setiap *joint* dianggap sempurna, sehingga keseluruhan bentuk rangka merupakan satu kesatuan material yang sama.

3. Simulasi dalam perangkat lunak dilakukan untuk satu siklus penuh kemudian diulang hingga 100.000 siklus.

#### **1.4 Tujuan Penelitian**

Tujuan dari penelitian tugas akhir ini adalah sebagai berikut :

1. Menganalisis frekuensi optimum pengujian *pedalling fatigue* pada rangka sepeda tipe *trekking*.
2. Menganalisis pengaruh sudut pembebanan terhadap frekuensi pengujian *pedalling fatigue* pada rangka sepeda tipe *trekking*.

#### **1.5 Manfaat Penelitian**

Dengan penelitian ini diharapkan diperoleh informasi mengenai frekuensi pengujian *pedalling fatigue* yang tepat untuk rangka sepeda tipe *trekking* dan sesuai dengan standar ISO 4210-6-2014.

*(Halaman Ini Sengaja Dikosongkan)*



## **BAB II**

### **TINJAUAN PUSTAKA**

#### **2.1 Penelitian Sebelumnya**

Abeygunasekara, 2014 melakukan penelitian tentang pengaruh stress dan desain optimasi dari pedal. Dari penelitian tersebut dapat diketahui bahwa tegangan yang terlalu tinggi dapat diatasi dengan memperluas area pedal dan juga mengurangi pembebanan. Desain optimal dari pedal dapat dilakukan dengan mengurangi berat material sehingga pedal menjadi lebih ringan dan juga menurunkan biaya produksi. pada penelitian ini belum ada perhitungan umur dari desain pedal.

Styns, Steven. 2011. Melakukan pengembangan dari percobaan pengujian *fatigue* pada *frame* sepeda komposit. Pada penelitian tersebut telah dilakukan pengujian dan simulasi *fatigue* dengan *Finite Element Methode* untuk menguji kesesuaian komponen pengujian *pedalling fatigue* dan berdasar pada standard EN14781.

Hagiharaa, 2007 pada penelitian ini melakukan variasi frekuensi (6Hz, 0.1Hz, dan 0.02 Hz) untuk mengetahui pengaruh frekuensi terhadap pembentukan crack pada aluminium 6061 T6 di lingkungan hydrogen dan nitrogen. Dan hasilnya pada lingkungan hydrogen pembentukan crack akan lebih cepat. Penelitian ini tidak melakukan simulasi pengaruh frekuensi dengan menggunakan software dan tidak menjelaskan standard pengujian yang digunakan.

Zhongxia, 2011 melakukan simulasi pengujian *fatigue* rangka sepeda di ANSYS menggunakan standart ISO 4210, menjelaskan bahwa tegangan terbesar pada *frame* sepeda terdapat pada seat tube dan banyak pengujian cycle mengalami kegagalan dikarenakan penggunaan standart yang tidak tepat. Pengujian yang dilakukan Zhongxia tidak melakukan variasi variable-variable yang mempengaruhi hasil pengujian *fatigue* .

Rong, 2012 melakukan simulasi pengujian *fatigue* di CAD/CAE tipe element tetrahedral dengan number of element sebanyak 150.000 pada sepeda foldable, dan memberika

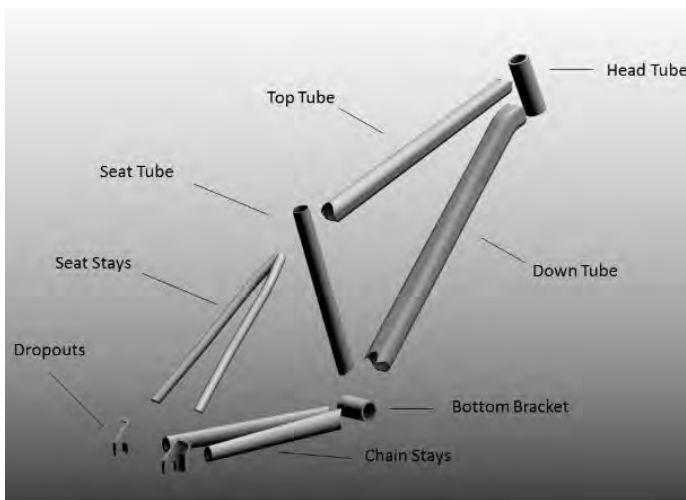


pembebanan 60kg untuk transitional dan 120 untuk compression sehingga akan mendapatkan desain yang nyaman. Pada penelitian ini tidak dilakukan simulasi dengan software

Gur, 2014 melakukan simulasi pembebanan statis pada sepeda anak-anak menggunakan ANSYS dengan standart EN 14764 dan diketahui konsentrasi tegangan terbesar terdapat pada seat tube.

## 2.2 Definisi *Frame* Sepeda

*Frame* sepeda merupakan komponen utama dari sebuah sepeda, karena merupakan tempat menempelnya komponen-komponen lain. Gambar 2.1 menunjukkan bagian – bagian sepeda secara umum.



Gambar 2.1 Desain *Frame* Sepeda  
(Sumber : Dawyer, 2012)

- a) Pipa *Head Tube* merupakan pipa yang letaknya dibagian depan *frame*. Pipa yang panjangnya lebih pendek dari pipa yang lainnya, dan menjadi tempat melekatnya komponen head set. Komponen head set menghubungkan



antara garpu depan dengan *frame* sepeda, sehingga garpu depan tetap bisa diputar untuk pengendalian. Pipa *frame head tube* cukup berpengaruh terhadap geometri sebuah sepeda, yang memengaruhi adalah besarnya sudut kemiringan pipa head tube atau biasa dikenal dengan istilah *head angle*. Sudut kemiringan pipa head tube diukur dari sumbu horizontal sepeda. Semakin sudut head tube mendekati  $90^0$  secara horizontal, maka sepeda akan lebih efisien dikendarai dan lebih mudah pengendaliannya.

- b) Pipa *Top Tube* Pipa *top tube* merupakan pipa *frame* yang letaknya dibagian paling atas dari sebuah *frame*, pipa ini adalah pipa *frame* yang menghubungkan pipa seat tube dengan pipa *head tube*. *Frame* sepeda yang diproduksi tahun 1980-an memiliki bentuk pipa top tube lurus atau sejajar horizontal, karena bentuknya lurus maka biasanya disebut *frame* horizontal. Pada masa sekarang desain pipa *top tube* dibuat miring. Pada bagian head tube dibuat lebih tinggi kemudian menurun hingga pipa seat tube.
- c) Pipa *Down Tube* Pipa ini salah satu fungsinya adalah berfungsi sebagai pehubung antara pipa *head tube* dengan lubang *bottom bracket* di bawah pipa seat tube. Fungsi lain dari pipa down tube adalah sebagai tempat menempelnya beberapa komponen sepeda seperti tuas pemindah gigi, dan tempat memasang botol minum.
- d) Pipa *Seat Tube Frame* ini berfungsi sebagai penghubung antara segitiga depan dengan segitiga belakang. Dengan demikian gabungan kedua segitiga itu membentuk satu kesatuan utuh sebuah *frame* sepeda. Fungsi lain pipa *seat tube* adalah sebagai tempat peletakan seat post (penyangga sedel), pipa seat post dimasukkan ke dalam pipa seat tube, dengan demikian ketinggian sedel dapat diatur. Diujung pipa seat tube dipasang seat clamp yang berfungsi mengunci ketinggian seat post disamping itu fungsi utama pipa seat tube adalah untuk menentukan



ukuran sepeda, karena panjang pipa seat tube merupakan ukuran *frame* sepeda.

- e) Pipa *Chain Stay* Pipa *chain stay* merupakan pipa yang berbeda dibagian belakang *frame* yang berfungsi sebagai tempat meletakkan roda belakang, pipa ini letaknya memanjang dari lubang bottom bracket hingga titik drop out.
- f) Pipa *Seat Stays* Pipa *seat stays* merupakan bagian *frame* yang letaknya berada di atas chain stay, again ini menghubungkan antara bagian atas pipa seat tube dengan bagian ujung chai stays atau lebih tepatnya bertemu dengan *drop out*.
- g) *Drop Out* Drop out merupakan bagian dari *frame* yang fungsinya sebagai tempat peletakan as roda. Bagian yang bentuknya seperti huruf U ini letaknya diujung pertemuan chain stay dan seat stay, bentuk *drop out* umumnya ada dua macam, horizontal dan vertical 330rpd (Haryantomy, 2006).

## 2.3 Tipe-tipe sepeda

### a. Sepeda tipe *trekking*

Sepeda tipe trekking biasa dikenal dengan nama city bike. Sepeda perkotaan atau city bike sengaja diciptakan untuk digunakan dijalan perkotaan yang mulus, beraspal. Fungsinya hanya sebatas untuk jalan-jalan sore sambil mengisi waktu luang. Oleh karena itu sepeda jenis ini tidak menggunakan suspensi karena memang tidak dirancang untuk menghadapi benturan. Posisi berkendara yang tegak, pedal, dan handlebar yang rata, serta ban 700c yang lebih lebar merupakan paduan sempurna untuk kebutuhan bersepeda di perkotaan. Gambar 2.2 merupakan sepeda tipe trekking. Analisis gaya yang bekerja pada sepeda dapat dijelaskan pada gambar 2.3



*Gambar 2.2 Sepeda tipe trekking*  
(Sumber : polygon web, 2012)



*Gambar 2.3 Gaya yang bekerja pada Sepeda*  
(Sumber : Styns Steven, 2011)

b. Sepeda lintas alam (XC)

Sepeda lintas alam atau XC (Cross Country) adalah sepeda yang dirancang untuk lintas alam dengan medan ringan hingga sedang. Bisa dipakai di jalan perkotaan dan juga pedesaan. Pada bagian depan sepeda ini sudah dilengkapi suspensi untuk merdam benturan-benturan ringan.



c. Sepeda gunung (mountain bike)

Hampir sama dengan sepeda XC, namun sepeda gunung ini dirancang untuk medan yang berat (berbatu, curam, dan berlubang) dengan jarak tempuh yang jauh. Bisa juga digunakan untuk off road. Karena banyaknya benturan yang akan diterima sepeda ini saat digunakan, maka ia sudah dilengkapi dengan suspensi depan belakang.

d. Sepeda Downhill

Sesuai dengan namanya, sepeda ini memang dirancang untuk digunakan saat menuruni bukit. Tidak hanya menuruni bukit, sepeda ini juga dirancang untuk memberikan kenyamanan dan keamanan saat menuruni bukit dalam kecepatan tinggi. Selalu stabil pada saat meluncur menuruni bukit dan dapat bermanuver dengan aman dan cepat. Roda sepeda ini juga mempunyai bidang kontak yang lebar dengan permukaan jalan sehingga gesekan roda lebih besar. Sepeda ini tidak cocok digunakan di jalan perkotaan karena akan membuat pengendaranya cepat lelah akibat bidang kontak roda yang besar.

e. Sepeda Dirt Jump (BMX)

Sepeda Dirt Jump atau disebut juga dengan Urban Mountain Bike adalah sepeda yang dirancang khusus untuk yang hobi melakukan loncatan-loncatan tinggi dan ekstrim sambil berkendara di jalanan perkotaan atau tempat khusus.

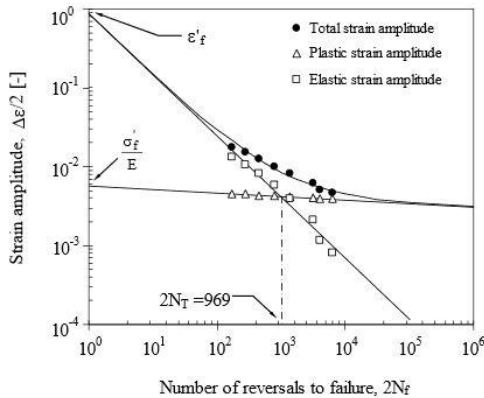
## 2.4 Fatigue

*Fatigue* adalah kegagalan yang terjadi karena pembebanan dinamis dan fluktuatif dengan pebebanan dibawah tegangan luluh untuk beban statis. *Fatigue* merupakan kegagalan terbesar pada kegagalan logam dan hampir 90%. Kegagalan *fatigue* berbahaya, karena tidak memberikan tanda-tanda kegagalan yang jelas. Setiap material umumnya memiliki kurva S-N, dimana *stress amplitudes* sesuai dengan persamaan 2.1, Sedangkan N merupakan logaritma dari jumlah cycle.



$$\sigma_a = \frac{\sigma_r}{2} = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \dots \dots \dots (1)$$

Secara umum *fatigue* life dibedakan menjadi dua, yaitu *low-cycle fatigue* dan *high-cycle fatigue*. Pada *low-cycle fatigue* terjadi kurang dari  $10^4 - 10^5$  cycle. Sedangkan *high-cycle* lebih dari  $10^5$  hingga patah (Callister, 2009). Alumunium 6061 T6 merupakan salah satu logam non-ferrous yang digunakan sebagai bahan baku produksi sepeda *trekking*. Pada gambar 2.4 merupakan kurva S-N logam non-ferrous Alumunium 6061T6.



Gambar 2.4 Kurva S-N Alumunium 6061T6  
(Sumber : Dawyer, 2012)

Sebagai salah satu paduan aluminium, tipe 6061T6 harus mampu menahan beban minimum 1200N dengan minimum cycle sebanyak 50.000 cycle (Arunachalam, 2014). Namun pada kenyataanya banyak paduan aluminium 6061T6 yang mengalami kegagalan *fatigue*. Hal ini dikarenakan pembebanan dinamis dan fluktuatif pada sepeda.



Wohler mengemukakan bahwa pembebanan pada *fatigue* terdiri dari tegangan tarik dan tekan dan membentuk gelombang sinusoidal atau *fully reversed fatigue loading*. Namun pada kenyataannya tidak semua aplikasi pembebanan merupakan *fully reverse stress cycling*. Ini semua tergantung dari stress ratio tegangan yaitu

$$R = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}} \dots\dots\dots (2)$$

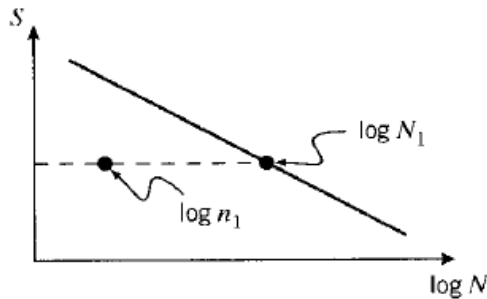
*Fully reverse loading* dapat terjadi apabila  $R = -1$ . Kurva SN pada gambar 2.4 merupakan kurva SN alumunium 6061 T6 yang ditentukan berdasarkan kombinasi tegangan rata – rata dan tegangan *alternating*.

Struktur senantiasa mempunyai spektrum pembebanan dan variabel amplitudo pembebanan. Ketika diberikan variasi pembebanan selama proses kelelahan. Kerusakan kumulatif dapat diperkirakan dengan hukum Miner. Gambar 2.5 memperlihatkan efek kerusakan kumulatif selama pembebanan *fatigue* , dimana  $N_i$  adalah *lifetime cycle* dan  $n_i$  adalah jumlah siklus pada tegangan tertentu.

$$\sum_{i=1}^k \frac{N_i}{n_i} = 1 \dots\dots\dots (3)$$

Kelelahan terjadi ketika kerusakan kumulatif  $\geq 1$ . Dimana jumlah siklus pada tegangan tertentu telah melampaui *lifetime cycle*.





Gambar 2.5 Kerusakan kumulatif pembebanan fatigue

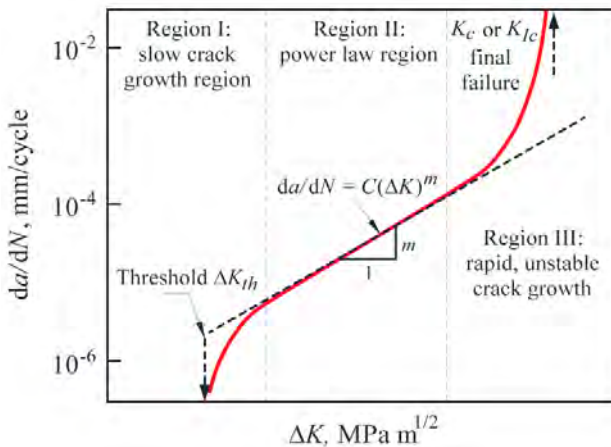
Pembebanan yang terus menerus dapat menimbulkan inisiasi retak. Dimana jika pembebanan terus dilakukan mengakibatkan perpanjangan retak dengan laju tertentu yang dapat mengakibatkan retak permanen atau bahkan kegagalan material. Laju perambatan retak dapat dijelaskan dengan Hukum Paris yang diberikan pada persamaan....

$$\frac{da}{dN} = A\Delta K^m \dots\dots\dots(4)$$

$$\Delta K = (K_{\max} - K_{\min}) \dots\dots\dots(5)$$

$$\Delta K = \sigma_{\max} \sqrt{\pi a} - \sigma_{\min} \sqrt{\pi a} = \sigma_f \sqrt{\pi a} \dots\dots\dots(6)$$

Dimana  $\frac{da}{dN}$  adalah laju perambatan retak tiap siklus,  $\Delta K$  adalah *stress intensity factor* selama siklus berlangsung, A dan m adalah parameter yang tergantung pada material, lingkungan, frekuensi, temperatur dan perbandingan tegangan.



Gambar 2.6 Kurva hubungan stress intensity factor dengan laju perambatan retak

Hubungan *stress intensity factor* dengan laju permbatan retak dapat plot kedalam tiga daerah (gambar 2.6) pada daerah I pertumbuhan retak sangat lambat dimana dibatasi oleh  $\Delta K_{th}$  perambatan retak lelah tidak teramati. Dengan kata lain, bila  $\Delta K < \Delta K_{th}$  maka retakan tidak akan menjalar. Pada daerah II hubungan antara  $\log \frac{da}{dN}$  dengan  $\Delta K$  dapat dikatakan linear seperti yang dinyatakan dalam hukum paris. Daerah III terjadi percepatan pada laju perambatan retak. Disini harga  $K_{max}$ - $K_{min}$  mendekati harga *fracture toughness* material  $K_c$ .

## 2.5 Teori Kegagalan

Teori Kegagalan untuk Material Ulet, Material yang ulet akan patah jika tegangan akibat beban statik diatas kekuatan tarik ultimatanya. Lebih jauh, kegagalan pada komponen mesin terjadi bila tegangan akibat beban statik diatas kekuatan yieldnya.



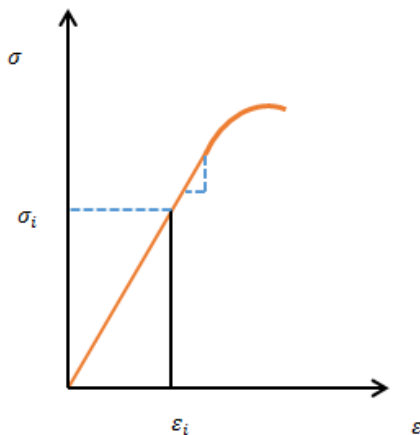
### 2.5.1 Teori Energi Distorsi (von Mises-Hencky)

Teori kegagalan ini diperkenalkan oleh Huber (1904) dan kemudian disempurnakan melalui kontribusi Von Mises dan Hencky. Teori ini menyatakan bahwa “Kegagalan diprediksi terjadi pada keadaan tegangan multiaksial bilamana energi distorsi per unit volume sama atau lebih besar dari energi distorsi per unit volume pada saat terjadinya kegagalan dalam pengujian tegangan uniaksial sederhana terhadap specimen dari material yang sama”.

Energi regangan akibat distorsi (berkaitan dengan perubahan bentuk) per unit volume,  $U_d$  adalah energi regangan total per unit volume,  $U$  dikurangi energi regangan akibat beban hidrostatis (berkaitan dengan perubahan volume) per unit volume,  $U_h$

$$U_d = U - U_h \dots\dots\dots(7)$$

Energi regangan total per unit volume,  $U$  adalah luas dibawah kurva tegangan-regangan gambar 2.7



Gambar 2.7 Energi Regangan yang tersimpan pada Elemen terdefleksi



$$U = \frac{1}{2} (\sigma_1 \varepsilon_1 + \sigma_2 \varepsilon_2 + \sigma_3 \varepsilon_3) \dots\dots\dots (8)$$

$$U = \frac{1}{2E} [\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - 2\nu (\sigma_1 \sigma_2 + \sigma_2 \sigma_3 + \sigma_1 \sigma_3)] \dots\dots\dots (9)$$

Dimana :

$$\varepsilon_1 = \frac{1}{E} (\sigma_1 - \nu \sigma_2 - \nu \sigma_3) \dots\dots\dots (10)$$

$$\varepsilon_2 = \frac{1}{E} (\sigma_2 - \nu \sigma_1 - \nu \sigma_3) \dots\dots\dots (11)$$

$$\varepsilon_3 = \frac{1}{E} (\sigma_3 - \nu \sigma_1 - \nu \sigma_2) \dots\dots\dots (12)$$

Tegangan utama terdiri atas komponen hidrostatik ( $\sigma_h$ ) dan distorsi ( $\sigma_{id}$ )

$$\sigma_i = \sigma_h + \sigma_{id} \dots\dots\dots (13)$$

Sehingga :

$$\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3 = 3\sigma_h + (\sigma_{1d} + \sigma_{2d} + \sigma_{3d}) \dots\dots\dots (14)$$

$$3\sigma_h = \sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3 - (\sigma_{1d} + \sigma_{2d} + \sigma_{3d}) \dots\dots\dots (15)$$

Komponen hidrostatik tegangan ,  $\sigma_h$  terjadi hanya akibat perubahan volumetrik ( $\sigma_{id} = 0$ )

$$\sigma_h = \frac{\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3}{3} \dots\dots\dots (16)$$

Energy regangan hidrostatik,  $U_h$  didapatkan dengan mensubstitusi  $\sigma_h$  pada persamaan

$$U_h = \frac{1}{2E} [\sigma_h^2 + \sigma_h^2 + \sigma_h^2 - 2\nu(\sigma_h \sigma_h + \sigma_h \sigma_h + \sigma_h \sigma_h)] = \frac{3}{2} \frac{(1-2\nu)}{E} \sigma_h^2 \dots\dots\dots (17)$$



$$U_h = \frac{3}{2} \frac{(1-2\nu)}{E} \left( \frac{\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3}{3} \right)^2 \dots\dots\dots (18)$$

$$U_h = \frac{(1-2\nu)}{E} [\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - 2\nu (\sigma_1\sigma_2 + \sigma_2\sigma_3 + \sigma_1\sigma_3)] \dots\dots (19)$$

Sehingga

$$U_d = U - U_h \dots\dots\dots (20)$$

$$U_d = \frac{1}{2E} [\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - 2\nu (\sigma_1\sigma_2 + \sigma_2\sigma_3 + \sigma_1\sigma_3)] \dots\dots (21)$$

$$- \frac{(1-2\nu)}{E} [\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - 2\nu (\sigma_1\sigma_2 + \sigma_2\sigma_3 + \sigma_1\sigma_3)] \dots\dots (16)$$

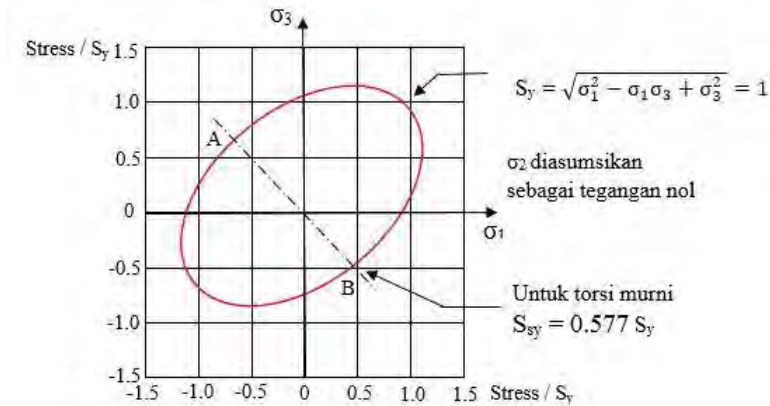
$$U_d = \frac{1+\nu}{3E} [\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - 2\nu (\sigma_1\sigma_2 + \sigma_2\sigma_3 + \sigma_1\sigma_3)] \dots (22)$$

Pendekatan kriteria kegagalan dilakukan dengan membandingkan energi distorsi per unit volume pada persamaan dengan energi distorsi saat terjadi kegagalan pada uji tarik.

$$\frac{1+\nu}{3E} S_y^2 = U_d = \frac{1+\nu}{3E} [\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - \sigma_1\sigma_2 - \sigma_2\sigma_3 - \sigma_1\sigma_3] \dots\dots\dots (23)$$

$$S_y^2 = \sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - \sigma_1\sigma_2 - \sigma_2\sigma_3 - \sigma_1\sigma_3 \dots\dots\dots (24)$$

$$S_y = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - \sigma_1\sigma_2 - \sigma_2\sigma_3 - \sigma_1\sigma_3} \dots\dots\dots (25)$$



Gambar 2.8 Grafik representasi TED dalam keadaan tegangan 2

Tegangan efektif Von Mises ( $\sigma'$ ) didefinisikan sebagai tegangan tarik uniaksial yang dapat menghasilkan energi distorsi yang sama dengan yang dihasilkan oleh kombinasi tegangan yang bekerja (Gambar 2.8).

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - \sigma_1\sigma_2 - \sigma_2\sigma_3 - \sigma_1\sigma_3} \dots\dots\dots(26)$$

Atau :

$$\sigma' = \sqrt{\frac{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2)}{2}} \dots\dots\dots(27)$$

untuk kasus dua dimensi ( $\sigma_2 = 0$ )

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_1^2 - \sigma_1\sigma_3 + \sigma_3^2} \dots\dots\dots(28)$$

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x\sigma_y + 3\tau_{xy}^2} \dots\dots\dots(29)$$



Kegagalan akan terjadi bila :

$$\sigma' \geq \frac{S_y}{n_s} \dots\dots\dots(30)$$

Untuk geseran murni  $\sigma_1 = \tau = \sigma_3$  dan  $\sigma_2 = 0$

$$S_y^2 = \sigma_1^2 + \sigma_1\sigma_1 + \sigma_1^2 = 3 \sigma_1^2 = 3 \tau_{max}^2 \dots\dots\dots(31)$$

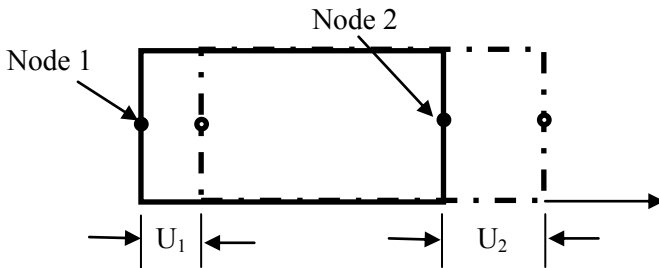
$$\sigma_1 = \frac{S_y}{\sqrt{3}} = 0.577 S_y = \tau_{max} \dots\dots\dots(32)$$

dari persamaan diatas didefinisikan kekuatan yield terhadap geser ( $S_{ys}$ ) dari material ulet adalah fraksi dari kekuatan yield yang didapat dari uji tarik ( $S_y$ )

$$S_{ys} = 0.577 S_y \dots\dots\dots(33)$$

## 2.6 Metode Elemen Hingga

Metode elemen hingga merupakan cara yang sangat baik dalam menentukan tegangan dan defleksi dalam konstruksi yang sulit diselesaikan dengan secara analitik. Pada metode ini konstruksi dibagi menjadi jaringan yang terdiri dari elemen kecil yang dihubungkan satu sama lain pada titik node. Analisa elemen hingga dikembangkan dari metode matriks untuk analisa struktur dan ditunjang oleh computer digital yang memungkinkan diselesaikannya sistem dengan ratusan persamaan simultan. Konsep yang disederhanakan dapat dilihat pada gambar 2.9



Gambar 2.9 Elemen Persegi Empat Sederhana untuk Menjelaskan Analisa Metode Elemen Hingga  
(Sumber: Dieter, 1993)

Setiap node memiliki satu derajat kebebasan bila bergeser sejauh  $U_1$  dan  $U_2$ . Persamaan yang menyatakan hubungan antara gaya yang bekerja pada node dan pergeseran yang diakibatkannya adalah sebagai berikut:

$$P_1 = K_{11}U_1 + K_{12}U_2 \dots \dots \dots (34)$$

$$K_{21}U_1 + K_{22}U_2 \dots \dots \dots (35)$$

Koefisien kekakuan  $K_{ij}$  dihitung dengan program komputer berdasarkan sifat elastik bahan dan geometri elemen hingga dengan bentuk matriksnya adalah

$$\begin{Bmatrix} P_1 \\ P_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} K_{11} & K_{12} \\ K_{21} & K_{22} \end{Bmatrix} \begin{Bmatrix} U_1 \\ U_2 \end{Bmatrix} \dots \dots \dots (36)$$

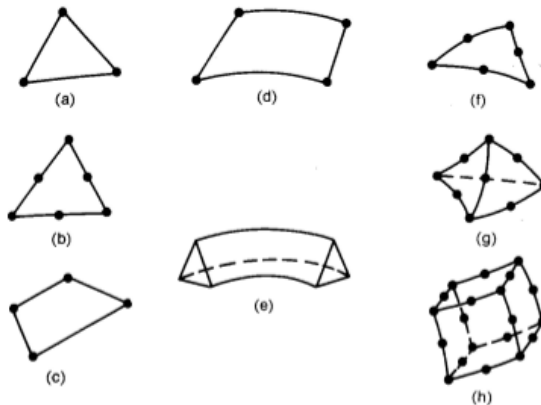
Bila kedua elemen tadi digabungkan menjadi suatu konstruksi, dapat digunakan prinsip superposisi untuk menentukan kekakuan struktur dua elemen tadi.





$$\begin{Bmatrix} P_1 \\ P_2 \\ P_3 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} k_{11} & k_{12} & 0 \\ k_{21} & k_{22} + k_{22} & k_{23} \\ 0 & k_{32} & k_{33} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_1 \\ u_2 \\ u_3 \end{Bmatrix} \dots\dots\dots(37)$$

Suatu konstruksi tiga dimensi akan mengakibatkan bertambahnya jumlah persamaan simultan; tetapi dengan memanfaatkan elem tingkat tinggi dan computer yang lebih cepat, soal-soal tersebut dapat diselesaikan dengan FEM (Finite Element Method). Pada gambar 2.10 tampak beberapa elemen yang digunakan dalam analisa FEM



Gambar 2.10 Elemen yang Lazim Digunakan pada Analisa FEM

(a) Elemen dua dimensi paling sederhana, (b) Segitiga dengan enam node, (c) Elemen kuadrilateral, (d) Elemen cincin berdimensi satu, (e) Elemen segitiga berdimensi dua, (f) Segitiga isoparametrik, (g) Tetrahedron, (h) Heksahedron.

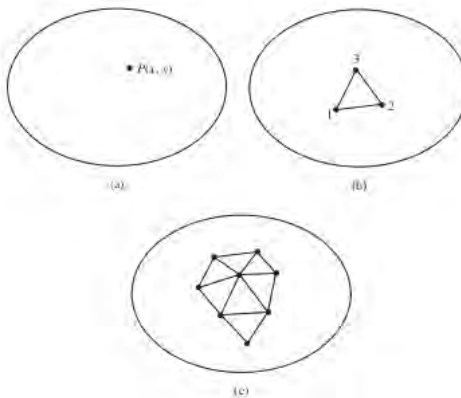
(Sumber: Dieter, 1993)

Penyelesaian Elemen hingga mencakup perhitungan matriks kekakuan untuk setiap elemen dalam struktur. Elemen tersebut kemudian dirakit membentuk matriks kekakuan  $[K]$  untuk seluruh konstruksi.

$$\{P\} = [K] \{u\} \dots\dots\dots(38)$$



Secara umum teknis dan terminology finite element analysis digambarkan pada gambar 2.11. Gambar mewakili volume suatu material yang sudah diketahui properties fisiknya. Volume mewakilkan domain boundary yang akan dihasilkan. Untuk singkatnya diasumsikan dengan kasus 2-dimensi  $\emptyset(x, y)$  untuk menentukan setiap titik  $P(x, y)$



Gambar 2.11 Terminologi metode elemen hingga

- (a) domain 2-dimensi dari daerah variable  $\emptyset(x, y)$  (b) 3 node finite elemen didefinisikan dalam satu daerah (c) elemen tambahan yang menunjukkan finite elemen mesh

(Sumber : Hutton, 2004)

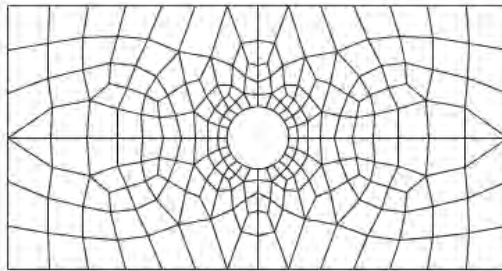
Jika nilai dari daerah variabel dikomputasikan hanya pada node dan dilakukan interpolasi ada nodal value . Untuk tiga – node segitiga dapat didiskripsikan pada persamaan berikut ini :

$$\emptyset(x, y) = N_1(x, y) \emptyset_1 + N_2(x, y) \emptyset_2 + N_3(x, y) \emptyset_3 \dots\dots(39)$$

Dimana  $\emptyset_1 \emptyset_2 \emptyset_3$  merupakan nilai dari daerah variable pada node dengan  $N_1 N_2 N_3$  adalah nilai fungsi interpolasi atau shape functions. Sesuai dengan gambar 2.12 elemen memiliki 3 degrees of freedom. Sebagai contoh penyelesaian permasalahan dengan



menggunakan metode finite elemen ditunjukkan pada gambar 2.4 yang menggambarkan persegi panjang dengan lubang dibagian tengah. Diasumsikan persegi panjang memiliki tebal yang konstan pada arah z. Hasil meshing menunjukkan bentuk yang bermacam-macam (triangles dan quadrilaterals) dan ukuran yang berbeda-beda.



Gambar 2.12 Hasil meshing  
(Sumber : Hutton, 2004)

## 2.7 ANSYS

ANSYS merupakan sebuah software berbasis finite element methods yang dapat digunakan untuk analisa distribusi tegangan, temperature, dan elektromagnetik dll. ANSYS apdl adalah salah satu jenis ANSYS parametric design language dan dapat digunakan untuk membangun model dengan parameter tertentu (ANSYS, 2009).

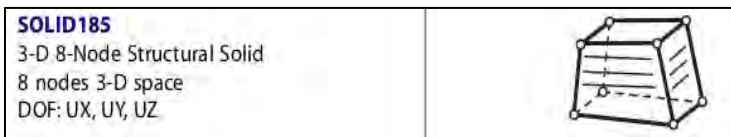
### 2.7.1 Element Solid Brick 185

Solid 185 digunakan untuk memodelkan struktur 3D, yang ditetapkan oleh 8 node dan memiliki 3 degree of freedom pada masing-masing node yaitu translations pada arah x,y,z. Element ini memiliki plasticity, hyperelasticity, stress stiffening, creep, large deflection, dan large strain capabilities. Itu juga digabungkan dengan rumus untuk mensimulasikan deformasi dari

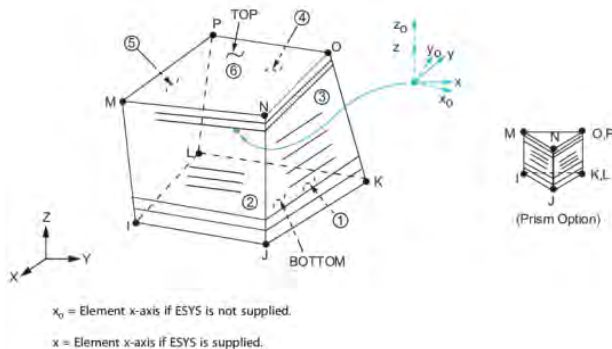


incompressible elastoplastic material, dan incompressible hyperelastic penuh material. Secara umum solid brick 185 dibagi menjadi dua bentuk, yaitu :

1. Struktur Solid Homogen (KEYOPT(3)=0, the default), solid structural yang cocok untuk memodelkan 3D struktur solid secara umum. Berlaku untuk prisma, tetrahedral, dan degeneration pyramid ketika digunakan pada daerah tidak beraturan. Berbagai macam teknologi element seperti B-bar, tidak seragamnya pengurangan integrasi, dan mempertinggi regangan pendukung.
2. Struktur Solid Layered (KEYOPT(3)=1), solid structural yang digunakan untuk memodelkan lapisan tipis shells



Gambar 2.13 Solid Brick 185 atau solid (ANSYS, 2009).

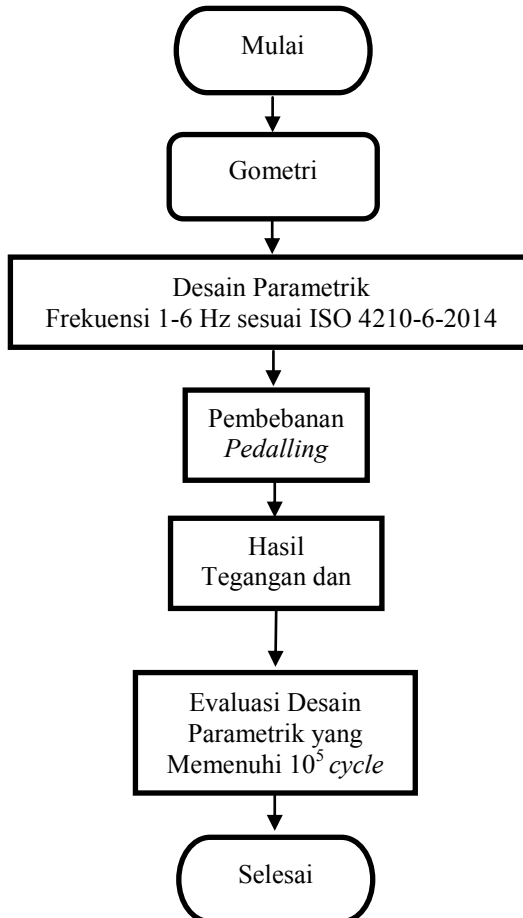


Gambar 2.14 Layered Structural Geometri (ANSYS Help, 2009)

## BAB III METODOLOGI PENELITIAN

### 3.1 Diagram Alir Penelitian

Diagram alir pada penelitian tugas akhir ini adalah sebagai berikut :



Gambar 3.1 Diagram Alir Penelitian



### 3.2 Materi Penelitian

#### 3.2.1 Objek Penelitian

Objek penelitian ini adalah 3 desain sepeda *trekking* dengan spesifikasi yang dapat dilihat pada tabel 3.1

Tabel 3.1 Tipe Sepeda Trekking

No	Desain	Tipe	Massa <i>Frame</i> (gram)
1	A	Mekk 16 Volante 24x370 D	540
2	B	Coop15 Christian 700cx570 N3	670
3	C	Forme15 Peaktrail 2.0 G 700cx16 D	660

Material yang digunakan pada *frame* sepeda tipe *trekking* adalah aluminium 6061 T6 dengan spesifikasi sebagai berikut :

Tabel 3.2 Spesifikasi Aluminium 6061T6  
(Sumber : ASTM B209-96)

Unsur	Jumlah (%)	Unsur	Jumlah (%)
Si	0.40-0.80	Cr	0.04-0.35
Fe	0.7	Zn	0.25
Cu	0.15-0.40	Ti	0.15
Mn	0.15	Elemen lain	0.15
Mg	0.80-1.2	Al	<i>balance</i>

Tabel 3.3 Sifat mekanik material  
(Sumber: Challister 2009)

Sifat mekanik	Al 6061T6	Alloy Steel
Modulus Elastisitas (E)	$69 \times 10^3$ MPa	$210 \times 10^3$ Mpa
Poison Ratio	0.33	0.28



---

<b>Densitas (p)</b>	2700 kg/m <sup>3</sup>	7700 kg/m <sup>3</sup>
---------------------	------------------------	------------------------

---

Tabel 3.4 Data kurva tegangan regangan sebenarnya Al6061T6  
(Sumber : Atlas of Stress-Strain Curves 06825G ASM  
International 2002)

Posisi	Tegangan (MPa)	Regangan
Linear	100	0,001449275
Yield	356	0,00516
Ultimate	405	0,0723
Fracture	561	0,765

---

Tabel 3.5 Data Kurva SN Al6061T6  
(Sumber : MIL-HDBK-5H 1998)

Jumlah siklus	Stress Amplitudo (Mpa)
1x10 <sup>2</sup>	345
1x10 <sup>3</sup>	276
1x10 <sup>4</sup>	248
1x10 <sup>5</sup>	200
1x10 <sup>6</sup>	166
1x10 <sup>7</sup>	117
1x10 <sup>8</sup>	100

---

Adapun proses pengelasan *frame* aluminium 6061T6 dapat dijelaskan pada tabel berikut.menggunakan jenis pengelasan TIG (*Tungsten Inert Gas*) dengan spesifikasi sebagai berikut :

Tabel 3.6 Parameter Las TIG pada Aluminium 6061T6

Parameter Las	Keterangan
Jenis filler	ER4043
Diameter filler	1.6 mm
Jenis polarisasi	AC

---




---

<b>Arus (A)</b>	180-200 A
<b>Beda potensial (V)</b>	310 MPa
<b>Kecepatan las</b>	380 V
<b>Gas Pelindung</b>	Argon grade A 6 ppm

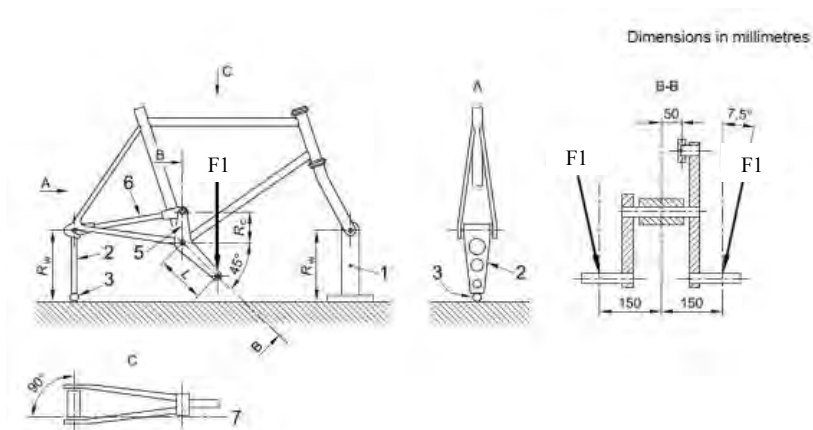
---

### 3.2.2 Peralatan Penelitian

Peralatan yang digunakan dalam penelitian tugas akhir ini adalah sebagai berikut:

1. SolidWorks merupakan salah satu software untuk membuat desain 3D yang kemudian hasilnya akan di import ke software ANSYS dengan format parasolid.
2. ANSYS merupakan suatu perangkat lunak komputer yang mampu menyelesaikan persoalan-persoalan elemen hingga dari pemodelan hingga analisis dengan keakuratan yang cukup tinggi.

### 3.3 Skema Pengujian *Pedalling Fatigue*



Gambar 3.2 Skema Pengujian *Pedalling Fatigue*





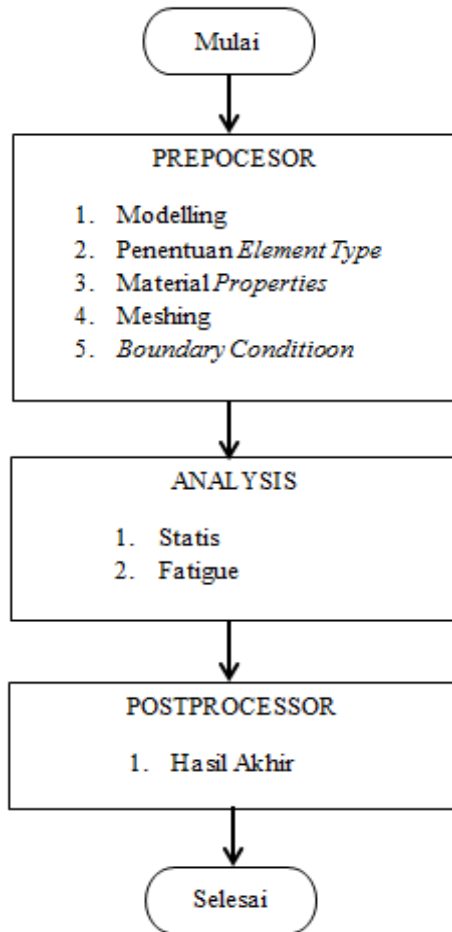
(Sumber : ISO 4210-6-2014)

Keterangan gambar :

- Rn = tinggi dari puncak rigid dan *vertical link*
- Rc = tinggi dari *vertical arm* (75 mm)
- L = panjang dari *Crank replacement* (175mm)
- 1 = *Rigid mount*
- 2 = *Vertical link*
- 3 = *Ball joint*
- 4 = *Adaptor assembly*
- 5 = *Vertical arm*
- 6 = *Tie-rod*
- 7 = Garis tengah dari *Tie-rod*
- F1 = 1000N
- Cycles = 100.000

### 3.4 Pemodelan dengan ANSYS 15.0

Adapun diagram alir pemodelan *fatigue* pada *frame* sepeda dengan menggunakan ANSYS Mechanical APDL Release 15.0 dapat dilihat pada gambar 3.3



Gambar 3.3 Diagram alir pemodelan menggunakan metode elemen hingga

#### 3.4.1 Pemodelan *frame* sepeda

Terdapat 3 desain sepeda tipe *trekking* pada penelitian ini yaitu desain A, B dan C, desain *frame* sepeda di *import* file dari



solidworks dengan format parasolid. Kemudian dilakukan penambahan komponen pedal, *vertical arm*, *fork* serta penopang *rear end* pada setiap desain dengan ukuran yang dibuat lebih besar dari ukuran asli, hal tersebut bertujuan untuk mencegah terjadinya deformasi sehingga gaya yang diberikan hanya terpusat pada *frame* sepeda. Titik pusat dan panjang pedal menyesuaikan dengan standar yang terdapat pada gambar 3.2. dari gambar tersebut dapat diketahui panjang pedal sebesar 175 mm dengan sudut kemiringan  $45^\circ$  serta dibuat *vertical arm* diatas pedal dengan sudut  $90^\circ$  dari arah horizontal dan panjang 75 mm. Panjang *fork* untuk desain 1, 2 dan 3 masing-masing sebesar 578 mm, 638.5 mm, 682,1 mm dapat dilihat pada lampiran. Untuk penopang *rear end* dibuat dengan panjang 200 mm serta dibuat *ball joint* pada bagian bawah dengan diameter 22 mm. Tipe elemen solid yang digunakan adalah *brick 8 node 185*. Setelah dibuat semua komponen tambahan kemudian dilakukan proses overlap agar node pada setiap bagian dapat terhubung.

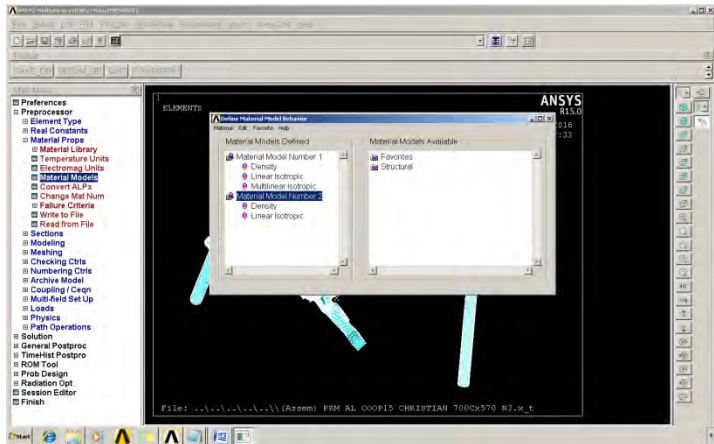
#### 3.4.2 Properties Material

Pada penelitian ini dilakukan 2 input material yang berbeda, material yang pertama yaitu aluminium 6061 T6 yang digunakan sebagai material *frame* dan yang kedua yaitu alloy steel sebagai material komponen tambahan. Material alloy steel yang dipilih harus memiliki kekuatan dan tegangan luluh yang jauh lebih tinggi dari aluminium. Data sifat mekanik material pada tabel 3.3 dimasukkan kedalam data linear isotropik.

Pengujian *fatigue* dilakukan dengan pembebanan didaerah elastik, dimana tegangan yang diberikan tidak boleh melampaui tegangan luluh dari material. Tabel 3.4 merupakan data kurva tegangan regangan sebenarnya dari aluminium 6061T6. Data tersebut dimasukkan kedalam data non linear isotropik. Hubungan kelelahan pada logam juga dapat diketahui berdasarkan kurva SN (*stress –number of cycle*) pada tabel 3.5. Dari kurva tersebut dapat diketahui nilai tegangan dengan batas siklus yang dapat dicapai. Sedangkan kurva SN aluminium dapat



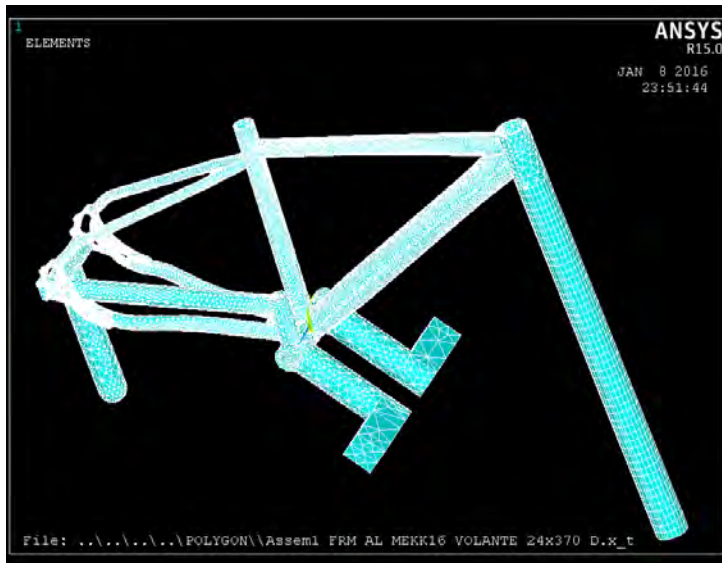
dilihat pada gambar 2.4. Pada gambar 3.4 merupakan tampilan dalam ansys setelah di-*input* semua data material yang digunakan.



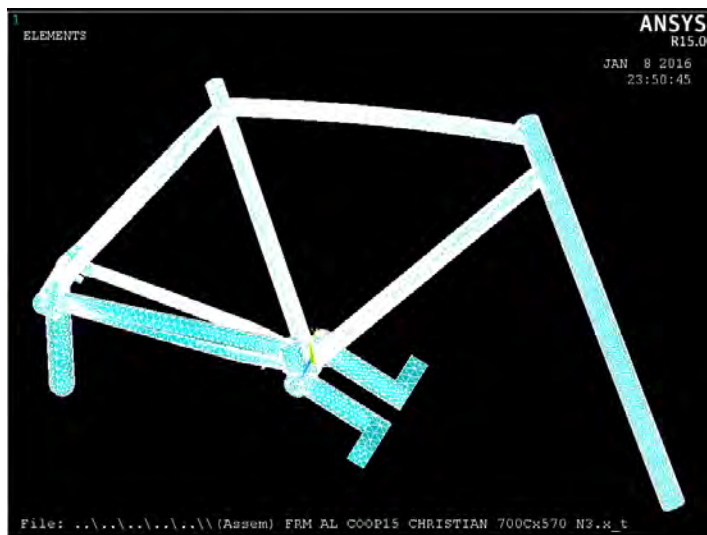
Gambar 3.4 Material properties yang di-*input*

### 3.4.3 Meshing

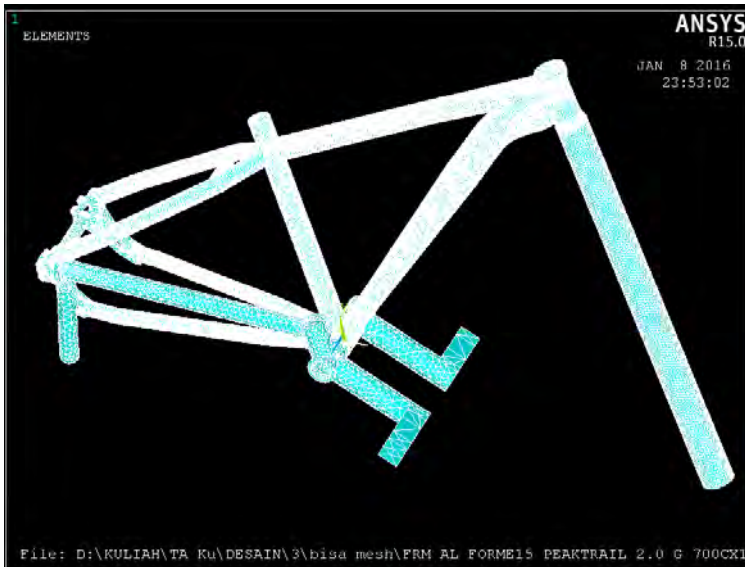
Metode meshing yang digunakan pada model sepeda adalah metode free mesh dengan ukuran tertentu. Untuk desain A, B dan C masing-masing sebesar 7, 6, 8 serta menggunakan elemen tetragonal. Untuk bagian garis paling ujung pada pedal digunakan *set line 2* sebagai tempat pemberian gaya di tengah. Berikut merupakan gambar hasil meshing tiap model sepeda gambar 3.5 s/d 3.7.



Gambar 3.5 Hasil meshing desain A



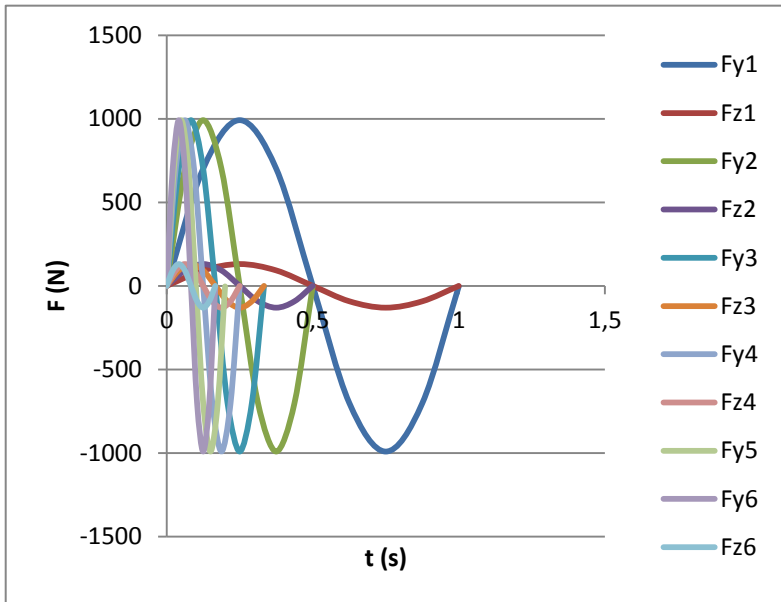
Gambar 3.6 Hasil meshing desain B



Gambar 3.7 Hasil meshing desain C

#### 3.4.4 *Boundary Condition*

Variasi frekuensi yang digunakan pada pemodelan ini adalah 1Hz-6Hz. Frekuensi merupakan faktor penting dalam pengujian kelelahan dimana pengaruhnya terdapat pada intensitas pembebanan yang diterima oleh desain.



Gambar 3.8 Grafik variasi frekuensi untuk satu gelombang

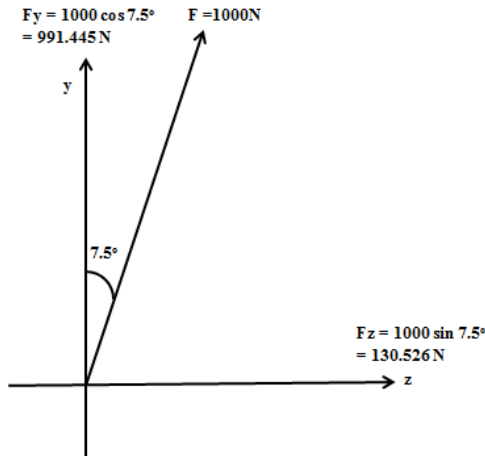
Gambar 3.8 merupakan kurva 1 gelombang pada tiap frekuensi. Dimana kurva tersebut di plot berdasarkan data tabel 1 pada lampiran. Input waktu *sol n control* pada ANSYS dipilih waktu dengan pembebanan maksimum dan minimum. Dimana pada frekuensi 1Hz beban maksimum terjadi pada 0.25 sekon dan beban minimum pada 0,75 sekon.

- Frekuensi 2Hz beban maksimum terjadi pada 0.125 sekon dan beban minimum pada 0.375 sekon.
- Frekuensi 3Hz beban maksimum terjadi pada 0.083333 sekon sedangkan beban minimum pada 0.25 sekon.
- Frekuensi 4Hz beban maksimum terjadi pada 0.0625 sekon dan beban minimum pada 0.1875 sekon.
- Frekuensi 5Hz beban maksimum terjadi pada 0.05 sekon dan beban minimum pada 0.15 sekon.



- Frekuensi 6Hz beban maksimum terjadi pada 0.041666 sekon dan beban minimum pada 0.125 sekon.

Dengan menggunakan vektor gaya dapat diketahui besarnya gaya yang diterima pada desain selama pembebanan berlangsung adalah sebagai berikut



Gambar 3.9 Vektor gaya pembebanan

Asumsi gaya yang digunakan adalah linear isotropik, dimana gaya diterima pada tiap *node* akan sama besarnya ke semua arah ( $F_x = F_y = F_z$ ). Gaya ke arah sumbu  $y$  ( $F_y$ ) merupakan gaya *vertical* dan gaya ke arah sumbu  $z$  ( $F_z$ ) merupakan gaya *horizontal*. Pada gambar 3.11 dapat diketahui nilai  $F_y$  sebesar 991.445 N dan  $F_x$  sebesar 130.526 N. Masing-masing gaya tersebut diberikan ke ujung pedal sepeda pada jarak 150 mm dari koordinat pusat sepeda. Pada bagian fork diasumsikan tidak mengalami pergeseran sedikitpun, sehingga diberikan *displacement area* bernilai nol ke semua arah ( $U_x = U_y = U_z = 0$ ).  $U_x$  merupakan pergeseran ke arah depan,  $U_y$  merupakan pergeseran ke arah *vertical* dan  $U_z$  merupakan pergeseran ke arah horizontal. Sedangkan pada bagian penopang *rear end*, diasumsikan hanya mengalami pergeseran ke arah sumbu  $x$ ,





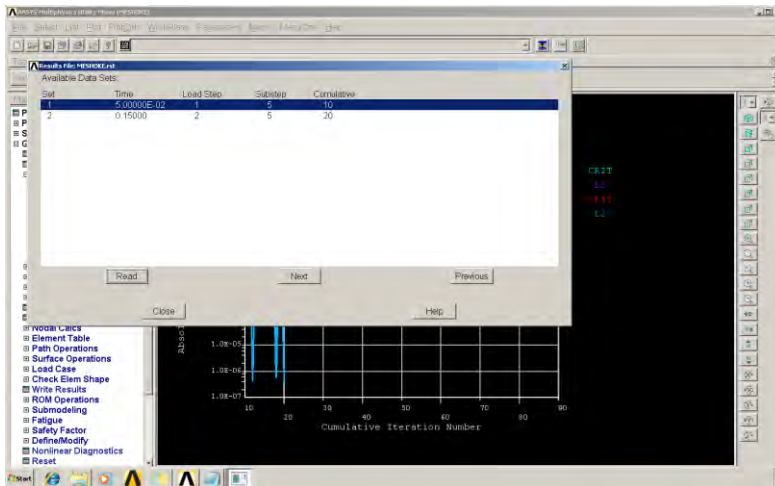
sehingga *displacement* diberikan pada *node* dengan nilai *displacement*  $U_y=U_z=0$ .

### 3.5 Analisis Statis

Analisis statis bertujuan untuk mengetahui nilai tegangan pada bagian *frame* sepeda ketika diberikan gaya kearah positif dan negatif. Prosedur analisis statis yaitu dengan memberikan pembebanan dan kondisi batas kemudian langsung dilakukan solve dan plot tegangan von mises.

### 3.6 Analisis *Fatigue*

Setelah benda dilakukan meshing, tahapan awal dalam analisis *fatigue* adalah pengaturan tipe analisis transient pada *sol and control* dimana pada tab tersebut di masukkan nilai waktu pada pembebanan maksimum dan minimum sesuai dengan frekuensi dan pembagian 5 substep. Pada setiap waktu diberikan kondisi batas dan pembebanan kemudian dilakukan *solve*. Dari hasil solve diperoleh data waktu pembebaanan sesuai pada gambar 3.10. *Pick* data 1 kemudian plot tegangan von mises berfungsi untuk mengetahui node yang memiliki tegangan kritis paling tinggi pada *frame* sepeda, diambil 3 node kritis kemudian dimasukkan pada tab *stress location*. Input data tabel 3.5 kurva SN A16061 T6 dimasukkan kedalam tab *fatigue* kurva SN pada ANSYS. Pada bagian *Store stress* dimasukkan data 3 node kritis, nomor event dan pembebanan. Kemudian dilakukan kembali *pick* data 2, pada store stress dimasukkan nomor pembebanan 2 dengan nomor *node* dan *event* yang sama dengan pick data 1.



Gambar 3.10 Data waktu pembebanan

Setelah semua data dimasukkan, kemudian masuk pada tab *assign event* dimana di-*input*kan jumlah siklus yang di uji yaitu 100.000. Dari *input* data kurva SN, ANSYS akan mencocokkan data tegangan *alternating* pada node kritis yang telah dimasukkan dengan data kurva SN. Dari pencocokan tersebut akan diketahui apakah pembebanan pada frekuensi tersebut membuat benda uji mengalami kegagalan atau tidak.

## BAB IV ANALISIS DATA DAN PEMBAHASAN

### 4.1 Analisis Statis

Sebelum dilakukan simulasi *fatigue* , perlu dilakukan simulasi statis pada desain. Simulasi statis dilakukan dengan memberikan beban yang berlawanan arah. Asumsi gaya positif adalah ketika pedal kanan menerima gaya tarik dimana  $F_y = 991.445\text{N}$  dan  $F_z = 130.526$ , sedangkan pedal kiri menerima gaya tekan yaitu  $F_y = -991.445\text{N}$  dan  $F_z = -130.526\text{N}$ . Sehingga pedal kanan bergerak keatas sedangkan pedal kiri bergerak kebawah.

Asumsi gaya negatif adalah ketika pedal kanan menerima gaya tekan dimana  $F_y = -991.445\text{ N}$  dan  $F_z = -130.526\text{ N}$ , sedangkan pedal kiri menerima gaya tarik  $F_y = 991.445\text{ N}$  dan  $F_z = 130.526\text{ N}$ . Sehingga pedal kanan bergerak kebawah dan pedal kiri bergerak keatas. Kemudian dilakukan plot tegangan von misses. Untuk mengetahui daerah yang kritis dan tegangan tertinggi.

Dengan melakukan simulasi statis yang berlawanan arah gaya, maka dapat merepresentasikan simulasi *fatigue* . Dimana ketika simulasi *fatigue* desain akan menerima beban berulang secara kontinyu hingga mencapai jumlah siklus tertentu. Gambar 4.1 dan 4.2 merupakan hasil simulasi statis dari desain A. Dari gambar tersebut dapat diketahui nilai tegangan tertinggi sebesar 148Mpa. Dengan bagian yang kritis terdapat pada pertemuan sudut *seat tube* dengan *down tube* (gambar 4.3)

Gambar 4.4 dan 4.5 merupakan hasil simulasi statis dari desain B dimana dapat diketahui nilai tegangan tertinggi sebesar 438Mpa. Dengan bagian yang kritis terdapat pada *top tube* yang berdekatan dengan *head tube* (gambar 4.6)

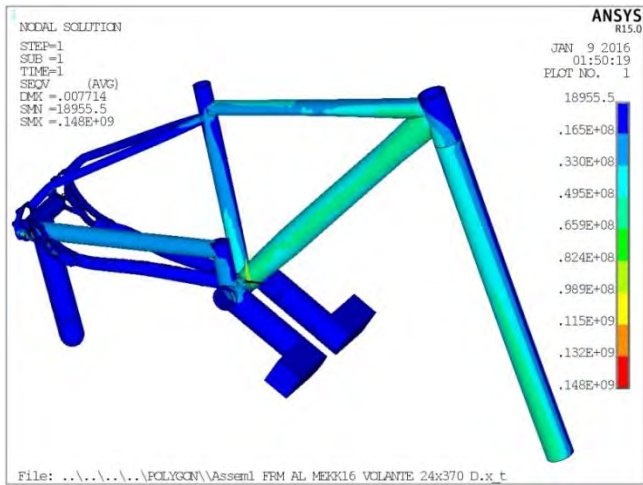
Gambar 4.7 dan 4.8 merupakan hasil simulasi statis dari desain C dimana dapat diketahui nilai tegangan tertinggi sebesar 147 Mpa. Dengan bagian yang kritis terdapat pada sudut pertemuan *head tube* dan *down tube* (gambar 4.9)



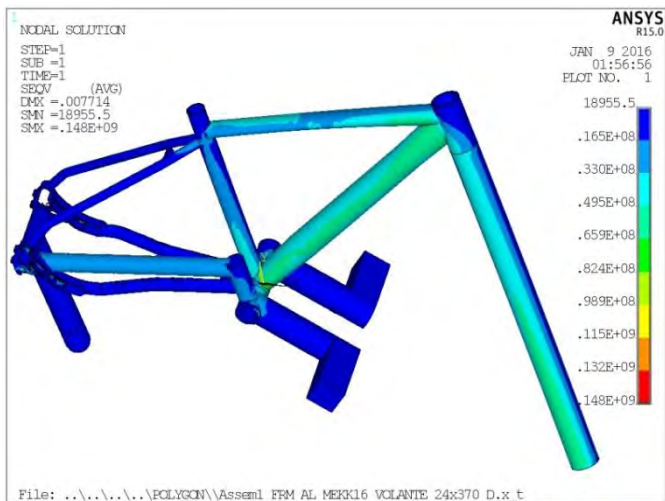
Dari keseluruhan gambar dapat diketahui bahwa dengan pemberian gaya pada pedal dapat memberikan distribusi gaya terbesar pada bagian *down tube* dan pertemuan antara *top tube* dengan *down tube*. Serta sudut pertemuan antara *down tube* dan *head tube*.

Dari gambar 2.3, dapat diketahui bahwa *frame* sepeda menerima gaya yang kompleks selama digunakan. Semua gaya dan torsi yang berbeda dapat terjadi pada *frame* karena pengaruh pengguna sepeda yang menimbulkan kombinasi stress dan torsi. Pada saat pembebanan pedal, gaya yang diterima berasal dari berat badan dan gaya dorong dari pengemudi sepeda, jika pedal terus menerus menerima gaya seperti itu maka bagian *down tube* menerima gaya paling besar karena terkena gaya kombinasi dari bending, tegangan dan torsi (Styns Steven, 2011)

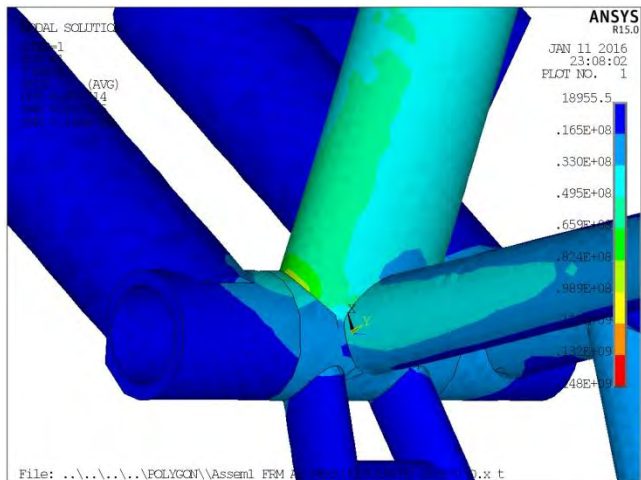
Dari hasil pengujian statis dapat diketahui bahwa pemberian gaya pada pedal dapat memberikan efek yang besar pada *down tube*, hal tersebut dapat dilihat pada gambar 4.1 sampai 4.9.



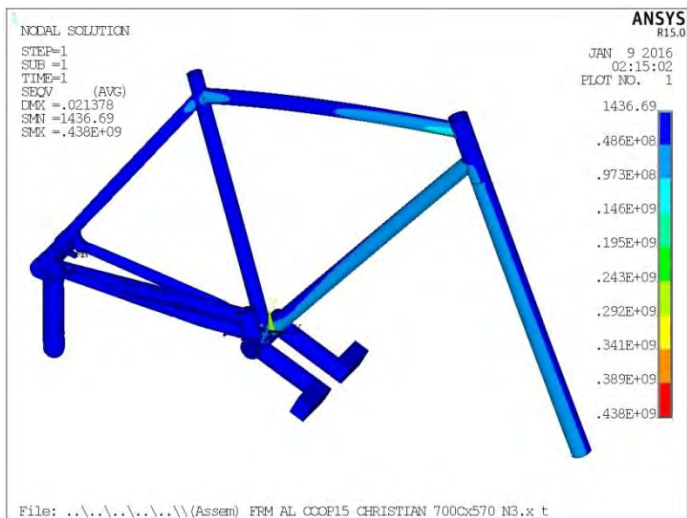
Gambar 4.1 Distribusi tegangan Von misses satuan Pa pembebanan statis desain A dengan gaya positif



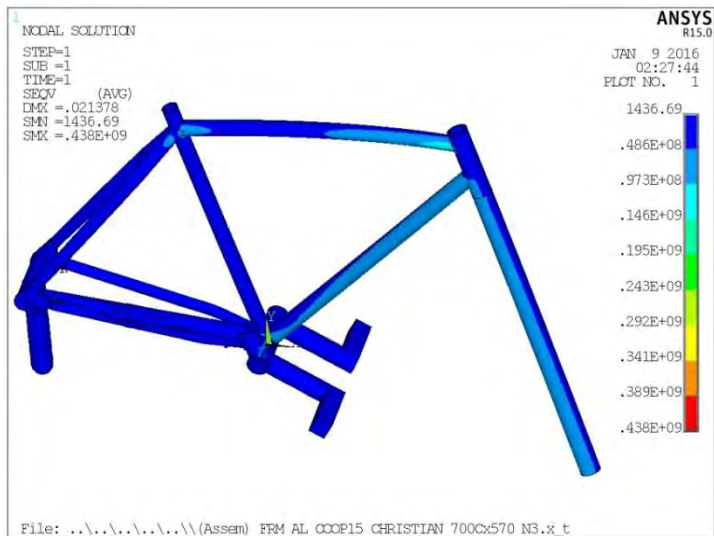
Gambar 4.2 Distribusi tegangan Von misses satuan Pa pembebanan statis desain A dengan gaya negatif



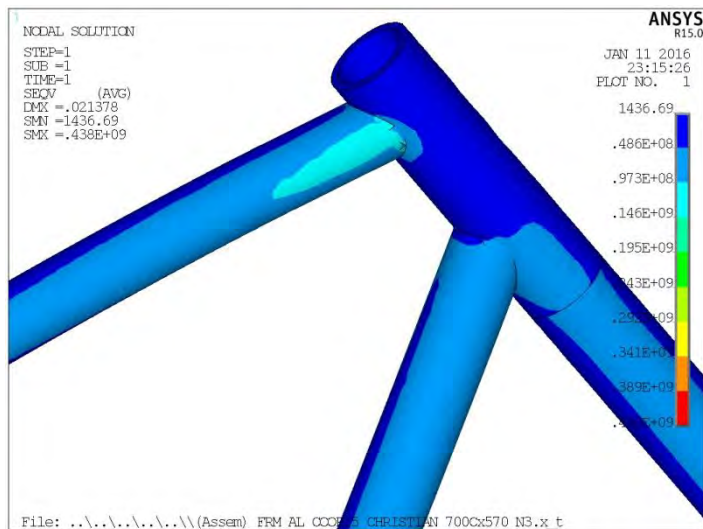
Gambar 4.3 Perbesaran daerah kritis pada frame desain A



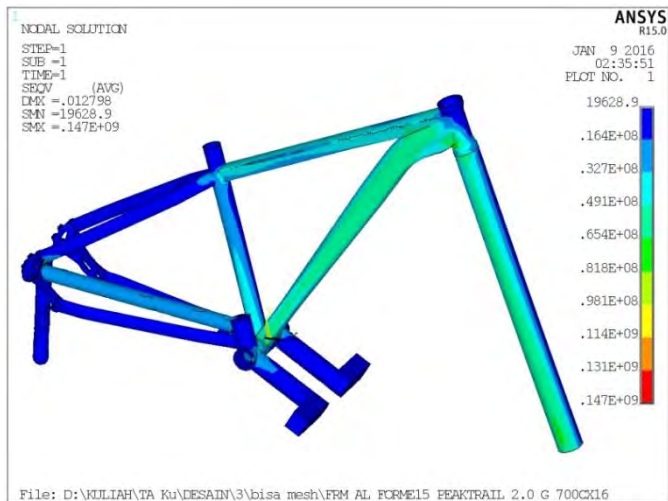
Gambar 4.4 Distribusi tegangan Von mises satuan Pa pembebanan statis desain B dengan gaya positif



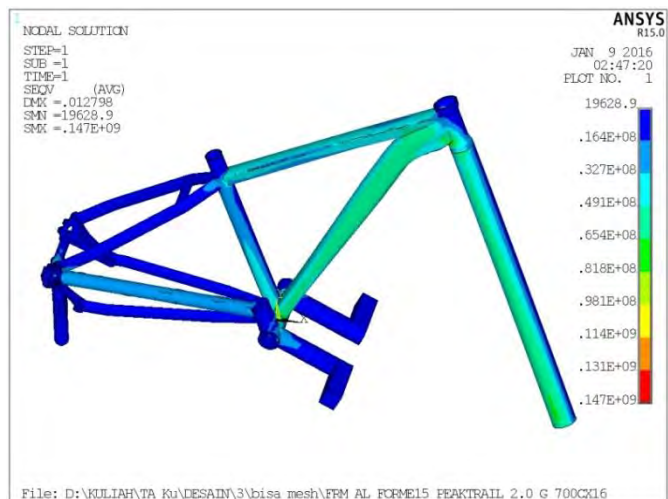
Gambar 4.5 Distribusi tegangan Von misses satuan Pa pembebanan statis desain B dengan gaya negatif



Gambar 4.6 Perbesaran daerah kritis pada frame desain B

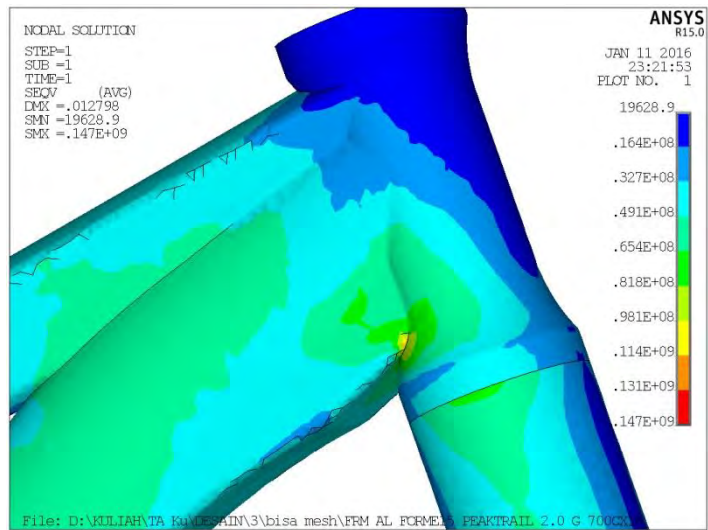


Gambar 4.7 Distribusi tegangan Von misses satuan Pa pembebanan statis desain C dengan gaya positif



Gambar 4.8 Distribusi tegangan Von misses satuan Pa pembebanan statis desain B dengan gaya negatif



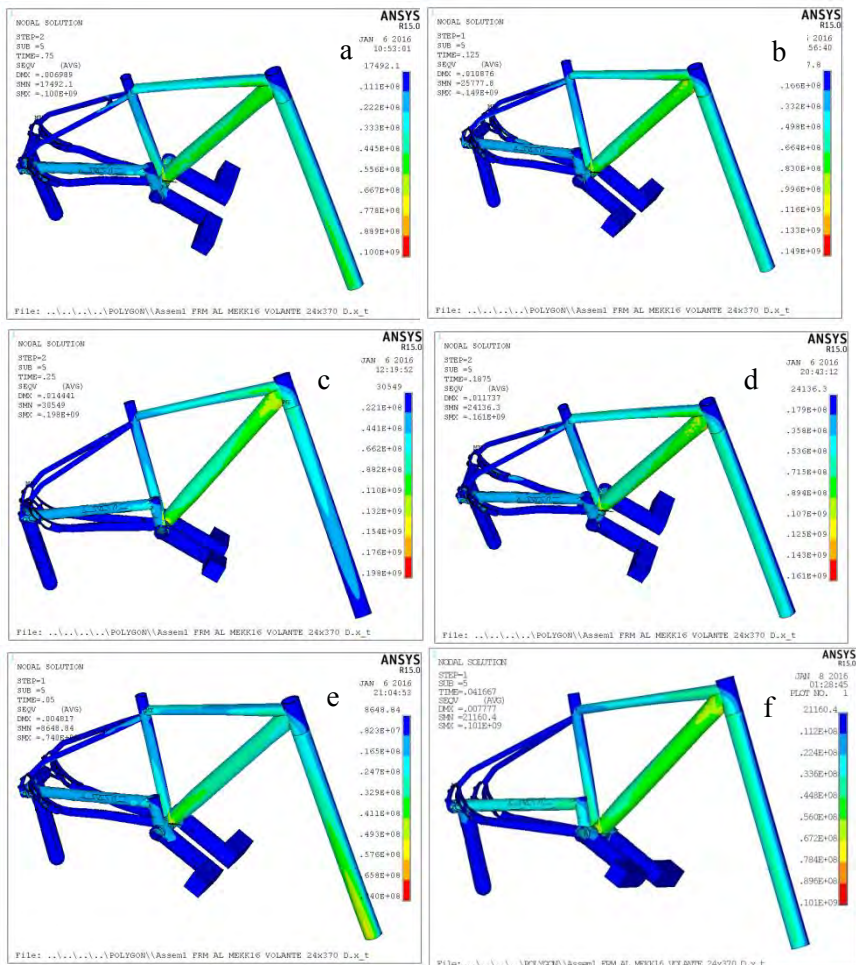


Gambar 4.9 Perbesaran daerah kritis pada frame desain C

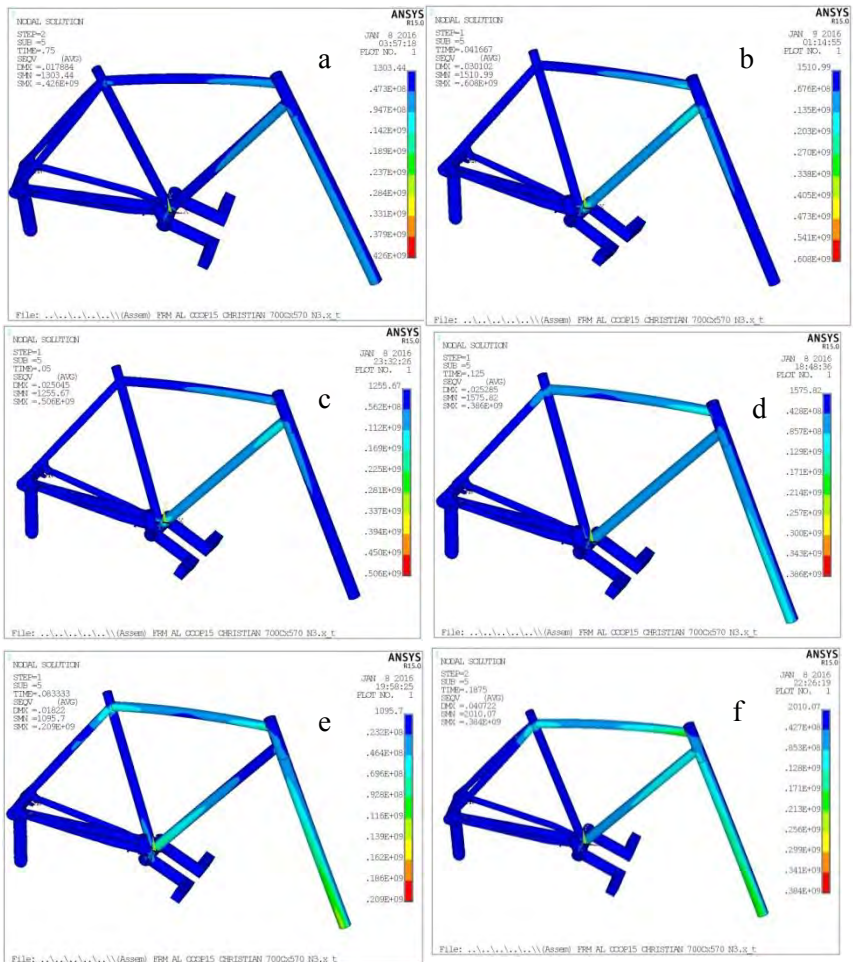


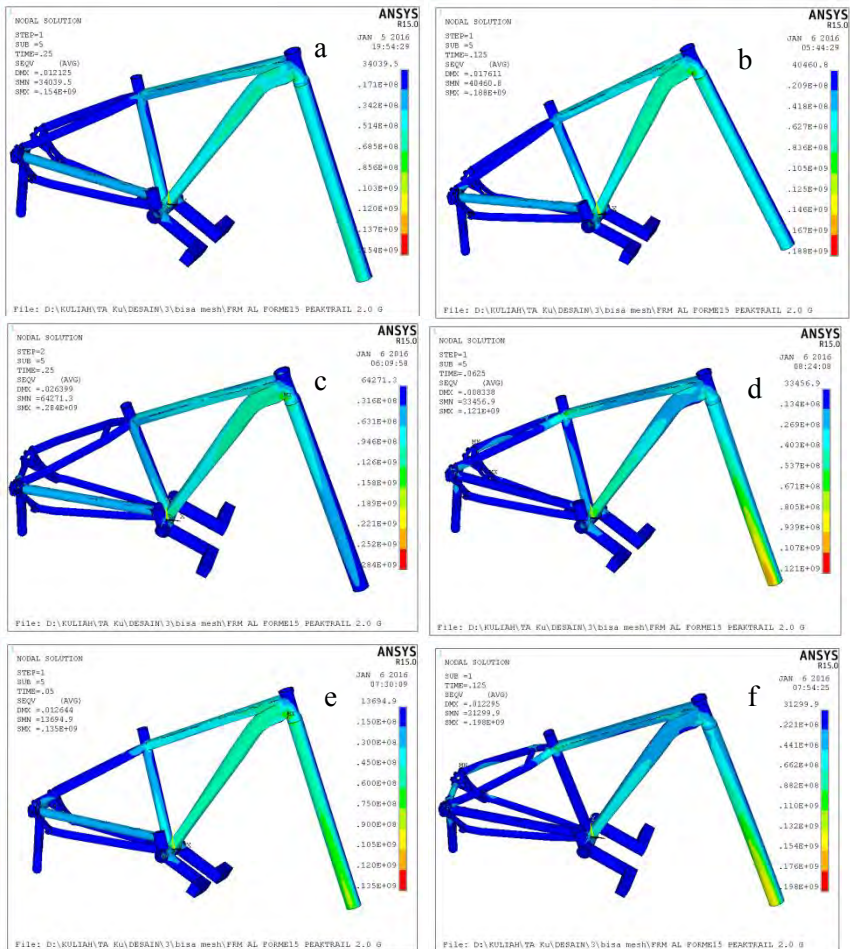
## 4.2 Analisis Fatigue

Berikut merupakan hasil simulasi *fatigue* pada tiap frekuensi, di plot dengan tegangan von mises.



Gambar 4.10 Plot tegangan Desain A dalam 1 kali gelombang pada frekuensi (a) 1Hz (b) 2Hz (c) 3Hz (d) 4Hz (e) 5Hz (f) 6Hz





Gambar 4.12 Plot tegangan Desain C satuan Pascal dalam 1 kali gelombang pada frekuensi (a) 1Hz (b) 2Hz (c) 3Hz (d) 4Hz (e) 5Hz (f) 6Hz



Berikut merupakan data hasil simulasi *fatigue* yang telah dilakukan.

Tabel 4.1 Data hasil simulasi fatigue pada desain A

Frekuensi (Hz)	Node Number	Alternating Stress (Mpa)	Jumlah Siklus	Partial Usage
1	109	135.13	$3,87 \times 10^6$	0.026
2	2074	173.69	$5,71 \times 10^5$	0,175
3	2074	267.22	$2.06 \times 10^3$	49,850
4	2074	280.77	$8.38 \times 10^2$	119,359
5	2074	320.13	$2.16 \times 10^2$	462,061
6	2074	391.26	$10^2$	1000

Tabel 4.2 Data hasil simulasi fatigue pada desain B

Frekuensi (Hz)	Node Number	Alternating Stress (Mpa)	Jumlah Siklus	Partial Usage
1	2082	175.34	$5.08 \times 10^5$	0,197
2	2082	149.17	$2,02 \times 10^6$	0,049
3	2082	195.63	$1,31 \times 10^5$	0,761
4	2082	217.37	$4,10 \times 10^4$	2,436
5	2082	220.42	$2,89 \times 10^4$	3,457
6	2082	283.33	$7.63 \times 10^2$	131,046



Tabel 4.3 Data hasil simulasi fatigue pada desain C

Frekuensi (Hz)	Node Number	Alternating Stress (Mpa)	Jumlah Siklus	Partial Usage
1	50748	178.52	$4,07 \times 10^5$	0,246
2	3861	117.08	$9,96 \times 10^6$	0.010
3	50748	146.5	$2,28 \times 10^6$	0,044
4	4936	221.32	$3,38 \times 10^4$	2,958
5	4936	226.32	$2,66 \times 10^4$	3,755
6	50748	233.05	$1,95 \times 10^4$	5,139


Tabel 4.4 Plot data hasil frekuensi optimum tiap desain

Desain	Frekuensi					
	1 Hz	2 Hz	3 Hz	4 Hz	5 Hz	6 Hz
A	V	V	X	X	X	X
B	V	V	V	X	X	X
C	V	V	V	X	X	X

Keterangan :

V = Aman

X = gagal

 = desain aman

Data hasil simulasi *fatigue* yang telah diperoleh kemudian dicocokkan dengan data kurva SN Al6061 T6 pada tabel 3.5. Dari tegangan kritis tertinggi dapat diketahui jumlah siklus minimum yang dihasilkan harus melebihi 100.000 siklus agar bisa dikatakan aman. Dengan *miner rule* pada persamaan 3 dapat dihitung rasio antara siklus yang ingin dicapai (100.000 siklus) dengan jumlah siklus yang dihasilkan pada node kritis tertinggi. Jika nilai yang dihasilkan kurang dari 1 maka dari



tegangan tersebut dikatakan aman. Namun jika nilai yang dihasilkan lebih dari 1 maka tegangan tersebut telah melampaui batas siklus yang diizinkan. Sehingga tegangan tersebut tidak aman, karena desain telah mengalami kegagalan.

Dari hasil simulasi *fatigue* pada desain A tabel 4.1 diketahui bahwa tegangan tertinggi pada frekuensi 1Hz dan 2Hz dapat dikatakan aman, karena menghasilkan jumlah siklus yang melebihi  $10^5$  yaitu sebesar  $3.87 \times 10^6$  dan  $5.71 \times 10^5$  dengan *partial usage* kurang dari 1 yaitu sebesar 0.026 dan 0.175. Sedangkan pada frekuensi 3Hz sampai dengan 6Hz tegangan tertinggi menghasilkan jumlah siklus yang kurang dari  $10^5$ , sehingga dapat dikatakan pada desain A pengujian aman dilakukan pada frekuensi 1Hz sampai dengan 2Hz.

Dari hasil simulasi *fatigue* pada desain B tabel 4.2 diketahui bahwa tegangan tertinggi pada frekuensi 1Hz sampai dengan 3Hz dapat dikatakan aman, karena menghasilkan jumlah siklus yang melebihi  $10^5$  yaitu sebesar  $5.08 \times 10^5$ ,  $2.02 \times 10^6$  dan  $1.31 \times 10^5$  dengan *partial usage* kurang dari 1 yaitu sebesar 0.197, 0.049 dan 0.761. Sedangkan pada frekuensi 4Hz sampai dengan 6Hz tegangan tertinggi menghasilkan jumlah siklus yang kurang dari  $10^5$ , sehingga dapat dikatakan pada desain B pengujian aman dilakukan pada frekuensi 1Hz sampai dengan 3Hz.

Dari hasil simulasi *fatigue* pada desain C tabel 4.3 diketahui bahwa tegangan tertinggi pada frekuensi 1Hz sampai dengan 3Hz dapat dikatakan aman, karena menghasilkan jumlah siklus yang melebihi  $10^5$  yaitu sebesar  $4.07 \times 10^5$ ,  $9.96 \times 10^6$  dan  $2.28 \times 10^6$  dengan *partial usage* kurang dari 1 yaitu sebesar 0.246, 0.010 dan 0.044. Sedangkan pada frekuensi 4Hz sampai dengan 6Hz tegangan tertinggi menghasilkan jumlah siklus yang kurang dari  $10^5$ , sehingga dapat dikatakan pada desain B pengujian aman dilakukan pada frekuensi 1Hz sampai dengan 3Hz.





### 4.3 Kondisi tidak ideal

Telah dilakukan variasi sudut pembebanan yaitu  $15^\circ$ ,  $30^\circ$ ,  $45^\circ$  dari sumbu vertikal pada desain C. Dengan memberikan variasi sudut pembebanan dapat diketahui pengaruh besar gaya dari pengendara ketika posisi tidak seimbang, misalnya ketika pengendara melalui jalan pada belokan tajam atau ketika pengendara memiliki spirit yang tinggi saat mengayuh pedal. Hal ini akan mempengaruhi besar gaya yang diterima oleh pedal. Berikut merupakan besar gaya yang diberikan pada ujung pedal dengan variasi sudut (tabel 4.5)

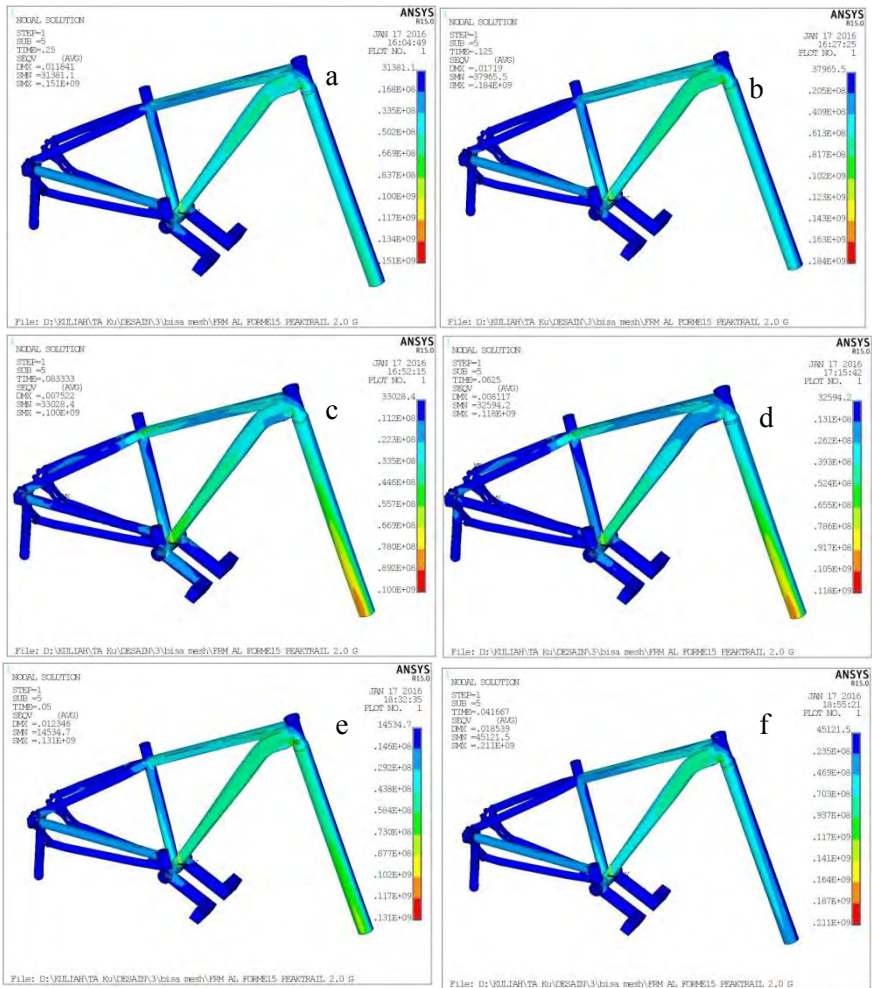
Tabel 4.5 Besar gaya yang diterima ujung pedal

Sudut	Fy (N)	Fz (N)
7.5	991.445	130.526
15	965.926	258.819
30	866.025	500
45	707.106	707.106

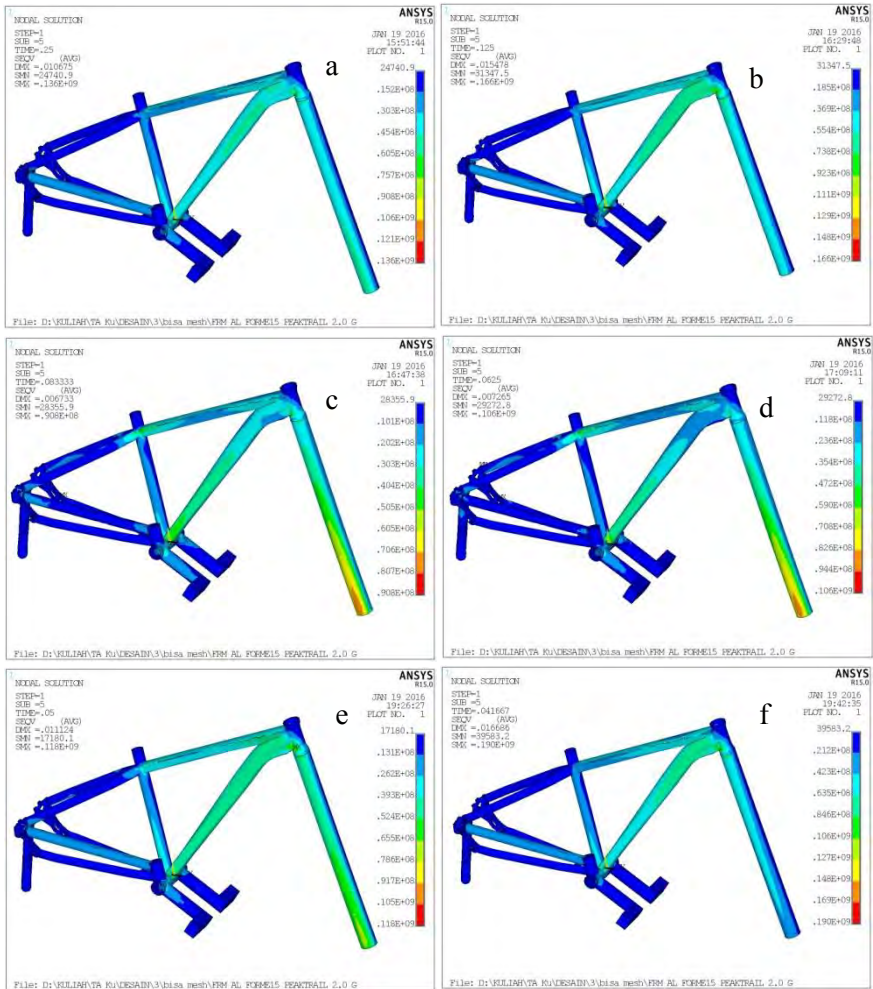
Gaya tersebut diberikan pada ujung pedal kanan dan kiri dengan arah berlawanan. Pada gambar 4.13 s/d 4.15 merupakan hasil plot tegangan von mises pada sudut pembebanan  $15^\circ$ ,  $30^\circ$  dan  $45^\circ$ . Pada gambar tersebut dapat diketahui bahwa tegangan kritis terjadi pada daerah *down tube* dan *top tube*. Pada gambar 4.17 merupakan gambar perbesaran dari bagian yang kritis tersebut.

Tabel 4.5 merupakan hasil simulasi *fatigue* pada desain c dengan variasi sudut pembebanan dapat diketahui bahwa pada sudut  $15^\circ$  frekuensi aman terjadi hanya pada 1-2Hz, sudut  $30^\circ$  diperoleh frekuensi aman pada 1-4Hz, sedangkan sudut  $45^\circ$  diperoleh desain aman pada semua frekuensi. Sehingga dari data tersebut dapat diketahui bahwa sudut maksimum pembebanan adalah dua kali dari sudut yang telah ditetapkan pada standar ISO 4210-6-2014 yaitu  $15^\circ$  dari arah vertikal.

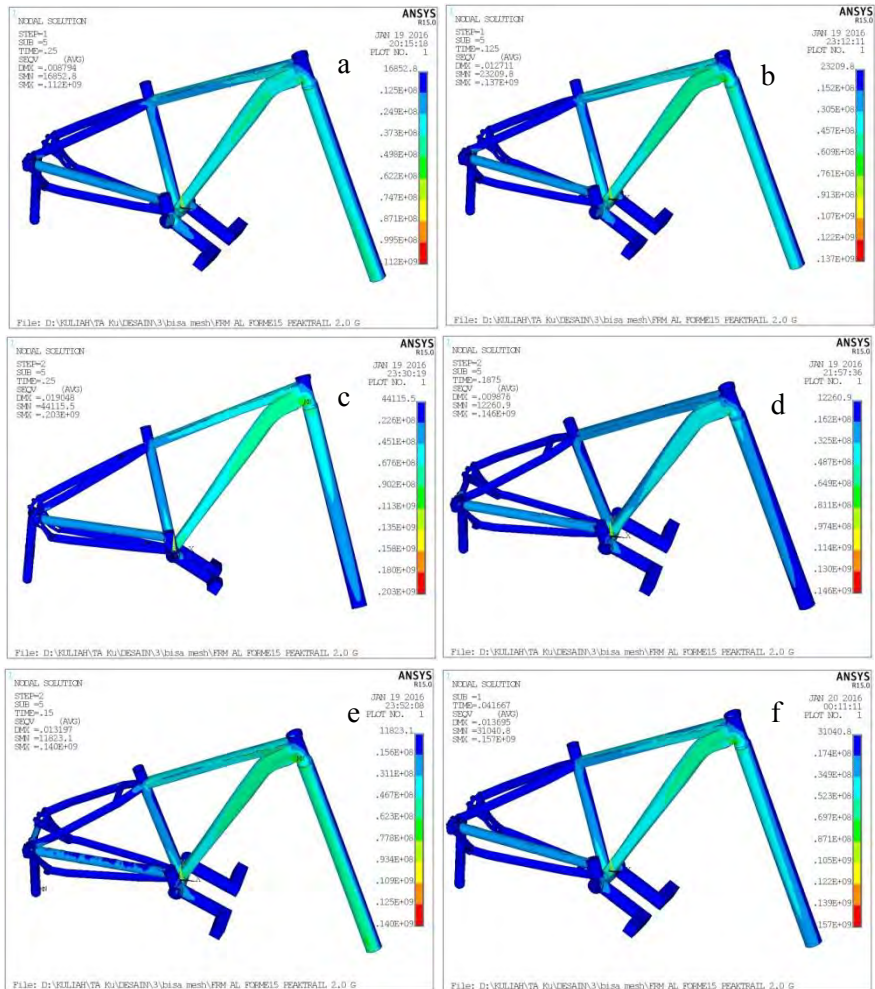




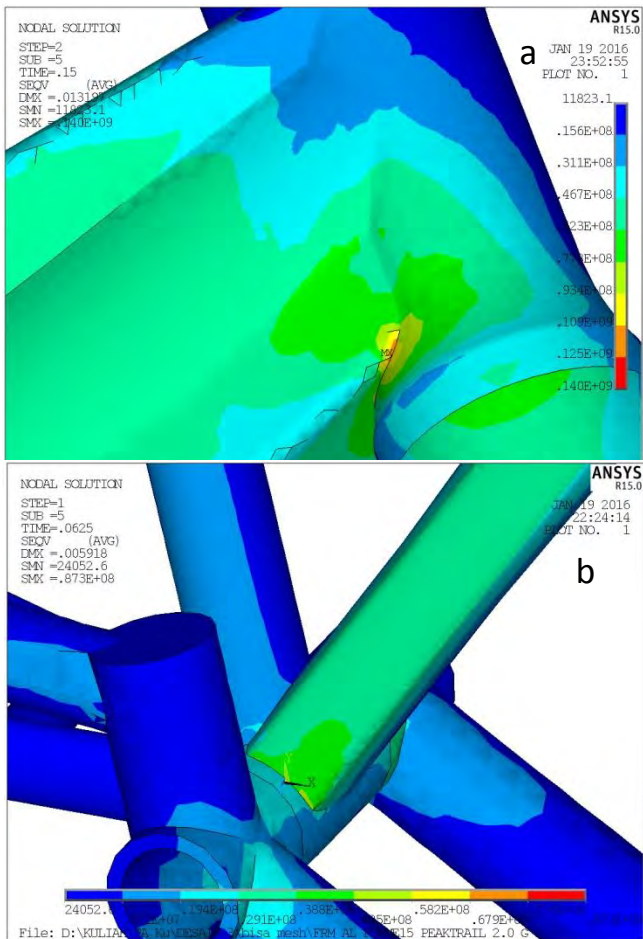
Gambar 4.13 Plot tegangan von misses satuan Pascal pada pembebanan 15° pada frekuensi (a) 1Hz (b) 2Hz (c) 3Hz (d) 4Hz (e) 5Hz (f) 6Hz



Gambar 4.14 Plot tegangan von misses satuan Pascal pada pembebanan  $30^\circ$  pada frekuensi (a) 1Hz (b) 2Hz (c) 3Hz (d) 4Hz (e) 5Hz (f) 6Hz



Gambar 4.15 Plot tegangan von misses satuan Pascal pada pembebanan 45° pada frekuensi (a) 1Hz (b) 2Hz (c) 3Hz (d) 4Hz (e) 5Hz (f) 6Hz



Gambar 4.16 Perbesaran daerah tegangan kritis von mises satuan Pascal pada desain C (a) bagian top tube (b) bagian down tube



Tabel 4.5 Data hasil simulasi *fatigue* pada desain C ketika diberikan gaya dengan variasi sudut pembebanan

Frekuensi (Hz)	Sudut 15 derajat				Sudut 30 derajat				Sudut 45 derajat			
	Node Number	Alternating Stress (Mpa)	Jumlah Siklus	Partial Usage	Node Number	Alternating Stress (Mpa)	Jumlah Siklus	Partial Usage	Node Number	Alternating Stress (Mpa)	Jumlah Siklus	Partial Usage
1	4935	169.07	7,98E+05	0,1254	4935	116.34	1,09E+07	0,00921	50748	104.13	5,52E+07	0,0018
2	48094	168.36	8,40E+05	0,1190	4935	151.63	1,82E+06	0,05509	50748	129.5	5,22E+06	0,01951
3	48094	206.41	7,13E+04	1,4020	4935	158.64	1,35E+06	0,0742	50748	134.16	4,06E+06	0,02461
4	48094	211.42	5,52E+04	1,8115	4935	170.07	7,41E+05	0,1349	50748	157.7	1,40E+06	0,0714
5	4935	223.5	3,05E+04	3,2837	4935	200.49	9,74E+04	1,0268	50748	169.27	7,86E+05	0,1272
6	48094	238.71	1,51E+04	6,6453	4935	208.34	6,46E+04	1,5482	4935	170.25	7,32E+05	0,1366



### 4.3 Validasi

Dari semua data yang telah diperoleh pada setiap desain dapat diketahui bahwa frekuensi optimum pengujian *fatigue* pada sepeda tipe *trekking* dilakukan pada frekuensi 2 HZ. Hal tersebut sesuai dengan data pengujian yang terdapat pada perusahaan merk sepeda Polygon (data pengujian dapat dilihat pada lampiran).

*Range* frekuensi untuk pengujian *pedalling* lebih rendah dari *range* frekuensi pengujian *horizontal* dan *vertical*. Hal tersebut karena gaya yang diberikan pada saat pengujian *pedalling fatigue* jauh lebih besar dari pada pengujian *horizontal* dan *vertical fatigue* yaitu 1000N pada masing-masing pedal. Perhitungan gaya telah dijelaskan pada gambar 3.9.

## **BAB V**

### **KESIMPULAN DAN SARAN**

#### **5.1 Kesimpulan**

Dari hasil simulasi numeris diperoleh kesimpulan sebagai berikut :

1. Frekuensi optimum untuk pengujian *pedalling fatigue* sepeda tipe *trekking* adalah 2Hz. Pengujian *pedalling fatigue* berdasarkan standar ISO 4210-6-2014 lebih tepat menggunakan frekuensi rendah.
2. Sudut maksimum pembebanan pada pengujian *pedalling fatigue* sepeda tipe *trekking* adalah dua kali dari sudut yang telah ditetapkan pada standar ISO 4210-6-2014 yaitu  $15^0$  dari arah vertikal yang menghasilkan frekuensi aman hanya pada 1-2 Hz.

#### **5.2 Saran**

1. Untuk simulasi selanjutnya digunakan analisis *transient* atau *dynamic explicit* agar hasil lebih presisi.
2. Untuk simulasi selanjutnya dibuat desain komponen tambahan dengan bentuk dan ukuran yang sesuai kondisi saat pengujian agar hasil lebih akurat.

*(Halaman Ini Sengaja Dikosongkan)*



## Lampiran

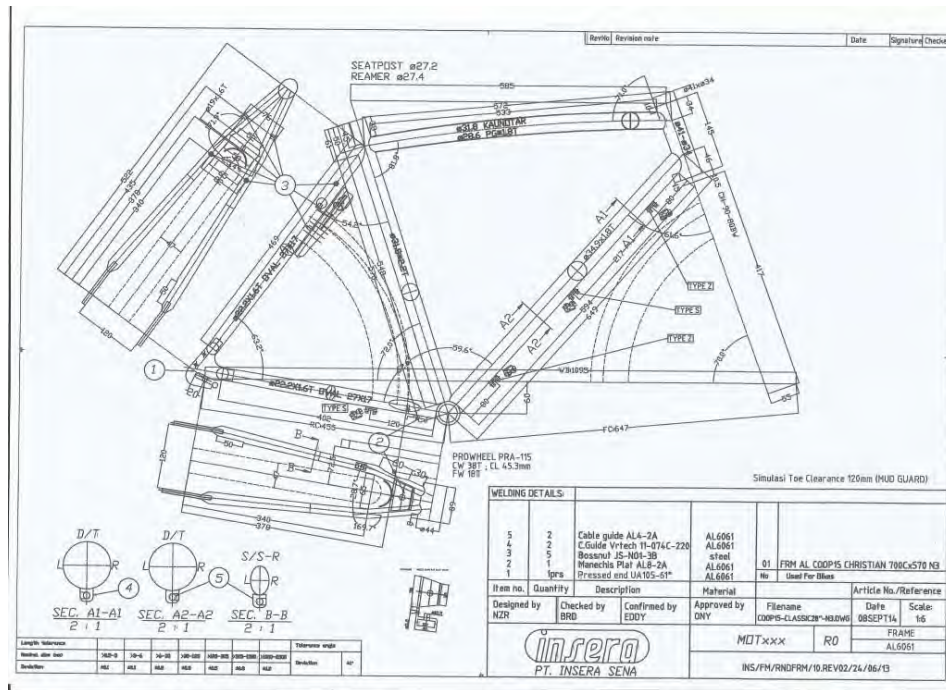
**Tabel 1.** Data plot kurva frekuensi

Titik ke-	FREK 1	Fy1	Fz1	FREK 2	Fy2	Fz2	FREK 3	Fy3	Fz3	FREK 4	Fy4	Fz4	FREK 5	Fy5	Fz5	FREK 6	Fy6	Fz6
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
1	0,125	700,7783	92,25906	0,0625	700,7783	92,25906	0,041667	700,7783	92,25906	0,03125	700,7783	92,25906	0,025	700,7783	92,25906	0,020833	700,7783	92,25906
2	0,25	991,4447	130,526	0,125	991,4447	130,526	0,083333	991,4447	130,526	0,0625	991,4447	130,526	0,05	991,4447	130,526	0,041667	991,4447	130,526
3	0,375	701,8944	92,406	0,1875	701,8944	92,406	0,125	701,8944	92,406	0,09375	701,8944	92,406	0,075	701,8944	92,406	0,0625	701,8944	92,406
4	0,5	1,579028	0,207883	0,25	1,579028	0,207883	0,166667	1,579028	0,207883	0,125	1,579028	0,207883	0,1	1,579028	0,207883	0,083333	1,579028	0,207883
5	0,625	-699,66	-92,1119	0,3125	-699,66	-92,1119	0,208333	-699,66	-92,1119	0,15625	-699,66	-92,1119	0,125	-699,66	-92,1119	0,104167	-699,66	-92,1119
6	0,75	-991,442	-130,526	0,375	-991,442	-130,526	0,25	-991,442	-130,526	0,1875	-991,442	-130,526	0,15	-991,442	-130,526	0,125	-991,442	-130,526
7	0,875	-703,009	-92,5527	0,4375	-703,009	-92,5527	0,291667	-703,009	-92,5527	0,21875	-703,009	-92,5527	0,175	-703,009	-92,5527	0,145833	-703,009	-92,5527
8	1	-3,15805	-0,41576	0,5	-3,15805	-0,41576	0,333333	-3,15805	-0,41576	0,25	-3,15805	-0,41576	0,2	-3,15805	-0,41576	0,166667	-3,15805	-0,41576

**Tabel 2** Data pusat massa dan massa total untuk setiap desain

Desain	Pusat massa			Massa Total
	X	Y	Z	
A	0.036847	-0.0098718	0.0077522	18.9695
B	-0.0367337	0.045317	0.0096971	15.3909
C	0.029041	0.055323	0.012217	12.9823

**Gambar 1.** Dimensi desain A



Gambar 2. Dimensi desain B



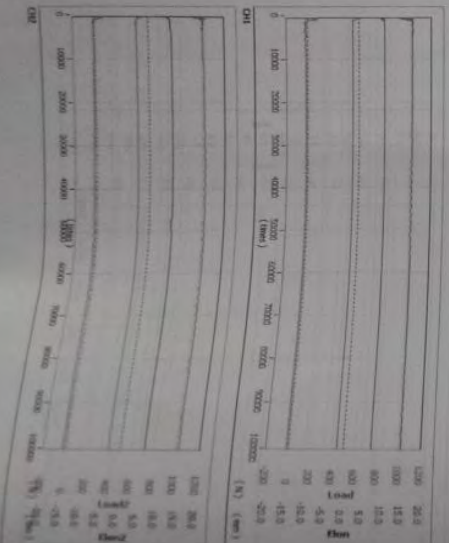


**Gambar 4.** Foto pengujian *pedalling fatigue*

## TESTING REPORT

1 Customer PT. RISEKASAMA  
 2 Order# 10079  
 3 Lot# BERG CROSS TOWN TDI L 300D V  
 4 Date 7/2015  
 5 Time 7:48:59 AM  
 6 Temperature 30  
 7 Test Style Dynamic Test  
 8 Standard ISO 42106:2014  
 9 Specimen FRAME  
 10 Specimen Type PEDALING TEST  
 11 Test Frequency 2 Hz  
 12 Test Range 1000 - 0N  
 13 Test Number 10000 / 10000 Cycle  
 14 Test Time 11:55:19  
 15 Notice  
 16 Specimen 0 FRAME FRAME EXPERIMENT 0119  
 BERG CROSS TOWN TDI L 300D V P14111

—Test Set—  
 Each Action Link Action  
 Cycle Set : 1 Segment Set : 1  
 —CH—  
 Control Type Load  
 Frequency 2.0Hz  
 Upper Set 100N  
 Lower Set 0N  
 Each Times 10000  
 —DC—  
 Control Type Load  
 Upper Set 100N  
 Lower Set 0N



**Gambar 5. Testing Report pedalling  
fatigue Test**

## DAFTAR PUSTAKA

Callister, D William., David G Rethwisch Jr. 2009. *Material Science And Engineering An Introduction*. USA : John Wiley & Sons Inc.

Covil, Derek., Steven Begg., Eddy Elton., Mark Milne., Richard Morris., Tim Kataz. 2014. *Parametric Finite Element Analysis of Bicycle Frame Geometries*. Procedia Engineering. Sheffield Hallam University: 441 – 446.

Dieter, George. 1993. *Metalurgi Mekanik*. USA : McGraw-Hill Inc.

Ferraresi, CL., Gabribaldi, D Perocchio., BAD Piombo. Tahun. *Dynamic Behavior And Optimization of Frame for Road and Mountain Bikes*. Italia: Corso Duca degli Abruzzi.

Gur, Yilmaz. 2014. *A New Bicycle Frame Design Via Stress And Structural Weight Analysis With Finite Element Methods*. ISI journal citation report : 1840-1503.

Hagiharaa, Akiyoshi., Yasuji Odab., Hiroshi nouchic. 2007. *Influence of Testing Frequency on Fatigue Crack Growth of 6061-T6*. Key Engineering Materials : 174-177.

Hariyantomi, Dwi Bagus. 2006. *Simulasi Pengujian Standard EN14766 Pada Rangka Sepeda Menggunakan Perangkat Lunak Berbasis Metode Elemen Hingga*. Surabaya : ITS

M, Arunachalam., Prakasah, Arun R., R, Rajesh. 2014. *A Typical Approach Conceptual And Embodiment design For Foldable Bicycle*.

Rong, Zhu., Wu Yanjun., Wang Jingtao., Li Youyan. 2012. *Effect of Frequency In Fatigue Life Time Of Extrud Mg3% Al1% Zn Alloys*. China : Wuhan Univercity of technology

S. Abeygunasekara, T. M. M. Amarasekara, 2014. *Stress Analysis of Bicycle Paddle and Optimized by Finite Element Method*, Srilanka: SAIMT Research Symposium on Engineering Advancements 2014.

Styns, Steven. 2011. *Development Of Experimental Methods For Fatigue Testing Of Composite Racing Bicycle Frames*.

Zhongxia, Xiang., Tian Guang., Xu Wen., Guang Xin., Yu Xiaoran. 2011. *Load on Bicycle Frame During Cycling with Different Speeds and Gestures*. Tianjin University and Springer-Verlag Berlin Heidelberg 17: 270-274.



## BIODATA PENULIS



Penulis yang bernama lengkap Diana Kamaliyah Ichsan dilahirkan di Surabaya pada tanggal 11 April 1993. Penulis merupakan anak ketiga dari 6 bersaudara, dan telah menempuh pendidikan formal yaitu SDN Dr. Sutomo X, SMPN 2 Surabaya, SMAN 4 Surabaya, penulis mengikuti tes SNMPTN dan diterima sebagai Mahasiswa Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya 2012. Penulis melanjutkan studi di Jurusan Teknik Material dan Metalurgi FTI ITS dengan nomor registrasi pokok 2712 100 038.

Semasa kuliah, penulis terdaftar aktif sebagai asisten laboratorium kimia material pada tahun 2013-2014, dan menjadi asisten laboratorium korosi dan kegagalan material pada tahun 2015. Serta aktif mengikuti organisasi di lingkup himpunan sebagai Sekretaris umum BSO Material Techno Club 2014-2015.

Selesainya tugas akhir ini mengantarkan penulis memperoleh gelar Sarjana Teknik (ST) pada Jurusan Teknik Material dan Metalurgi Institut Teknologi sepuluh Nopember Surabaya.

Email : [dianakamaliyah038@gmail.com](mailto:dianakamaliyah038@gmail.com)

Hp : 085746699590